



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

MARKUS PAKARINEN
PORAUKSEN OHJAUSHYDRAULIIKAN KEHITTÄMINEN
Diplomityö

Tarkastaja: professori Jouni Mattila
Tarkastaja ja aihe hyväksytty automaatio-,
kone- ja materiaalitekniikan tiedekunta-
neuvoston kokouksessa 9. toukokuuta 2012

Tiivistelmä

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Automaatiotekniikan koulutusohjelma

PAKARINEN, MARKUS: Porauksen ohjaushydrauliikan kehittäminen

Diplomityö, 62 sivua, 14 liitesivua

Elokuu 2012

Pääaine: Hydrauliteknikka

Tarkastaja: professori Jouni Mattila

Avainsanat: Poraus, ohjaushydrauliikka, energiatehokkuus

Työn tarkoituksena oli löytää erilaisia hydraulijärjestelmätason ratkaisuja kallionporauslaitteen ohjaushydrauliikan toteuttamiseen ja valita lopulta kaksi parasta toteutusvaihtoehtoa. Tarkastelukohteena oli Sandvik DT1120i- porauslaite, jossa porakoneina on korkeataajuusporakoneet (KHZ).

Teoriaosuudessa esitellään ensiksi louhintaprosessin kulku sekä Sandvik DT1120i-porauslaitteen tärkeimmät osat ja toiminta porauksen näkökulmasta. Teoriaosuuden toinen luku pitää sisällään hydraulijärjestelmän häviöiden muodostumisperiaatteet ja niitä kuvaavat yhtälöt. Tässä yhteydessä esitetään häviöiden synty ja niitä kuvaavat yhtälöt putkistoissa, venttiileissä sekä hydraulipumpuissa, -moottoreissa ja -sylintereissä.

Seuraavaksi esitellään työn lähtökohta eli poraushydrauliikan nykyinen toteutus käyttäen esimerkkinä Sandvik DT1120i -porauslaitetta. Tähän yhteyteen on lisätty KHZ:lle ominainen porauksen hydraulijärjestelmän osa: iskutaajuuden säädön piiri. Samalla esitetään tekniset vaatimukset, joiden suunniteltujen hydraulijärjestelmätason ratkaisuvaihtoehtojen sekä niihin liittyvien komponenttien tulee toteuttaa.

Teknisten vaatimusten pohjalta suunniteltiin viisi erilaista toteutusvaihtoehtoa kangen pyörimyksen, iskun ja syötön sekä iskutaajuuden säädön ohjaushydrauliikkaan. Näiden yksinkertaistetut hydraulikaaviot on esitetty liitteissä 4 ja 5. Kaksi teoreettisen tarkastelun perusteella parhaaksi valittua porauksen ohjaushydrauliikan toteutusvaihtoehtoa esitellään tarkemmin. Lisäksi tarkastellaan porauslaitteen putkistoihin liittyviä painehäviöitä sekä porauksen ohjaushydrauliikan toteutusvaihtoehtoihin liittyvien venttiilien tehohäviötä ja hydraulipumppujen hyötysuhteita. Lopuksi suoritetaan laadullinen analyysi, jonka perusteella lopulta valitaan kaksi parasta porauksen ohjaushydrauliikan toteutusvaihtoehtoa.

Tarkasteluissa havaittiin, että porauksen ohjauksen hydraulijärjestelmän häviötehoa voitaisiin vähentää jopa 12 kW valitsemalla energiatehokkaita komponentteja.

Abstract

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in Automation Engineering

PAKARINEN, MARKUS: Development of drilling control hydraulics

Master of Science Thesis, 62 pages, 14 Appendix pages

August 2012

Major: Fluid Power

Examiner: Professor Jouni Mattila

Keywords: Drilling, control hydraulics, efficiency

The aim of this study was to determine few options of making drilling control hydraulics and choose the best two of them. The case drilling machine was Sandvik DT1120i with high frequency drill.

In the theoretical part of this study the mining process and the main parts of Sandvik DT1120i drilling machine were introduced. Also equations and forming principles of power losses in hydraulic pipes, hoses, valves, pumps and motors were introduced.

Next the starting point of this study or drilling control hydraulics of Sandvik DT1120i drilling machine was introduced including percussion frequency control, which is characteristic to KHZ. Also the technical requirements for drilling control hydraulics were determined.

Power losses of valve options and overall efficiencies of hydraulic pump options were determined to help choosing the most efficient components and to determine how much the overall efficiency of drilling control hydraulics system can be improved. However choosing the best drilling control hydraulics system is a sum of several design criteria and therefore it was necessary to perform a trade-off analysis.

The best two of drilling control hydraulics options were presented. It was also noticed that hydraulic system overall efficiency can be improved up to 12 kW by choosing energy efficient components.

Alkusanat

Tämä diplomityö tehtiin yhteistyössä Sandvik Mining and Construction Oy:n kanssa. Haluan kiittää Sandvik Mining and Construction Oy:n henkilökunnasta Juha Piispasta ja Jaakko Niemeä ohjaavista neuvoista sekä arvokkaista kommentteista. Kiitokset myös Toni Sulamerelle, kun annoit mahdollisuuden tämän työn tekemiseen. Työn tekoon osallistui myös useita hydraulikomponenttien toimittajien edustajia, joille haluan osoittaa kiitoksen.

Suuret kiitokset haluan esittää myös professori Jouni Mattilalle, joka toimi tämän työn ohjaajana ja tarkastajana.

Lisäksi haluan kiittää vanhempiani koko opiskelujen aikaisesta kannustuksesta, sekä esittää rakkaimmat kiitokset avopuolisolleni Jeminalle, jonka tuki on ollut korvaamatonta niin diplomityön kuin opiskelujenkin aikana.

Tampereella 3.7.2012

Markus Pakarinen

Sisällys

1	Johdanto	1
2	Louhinnan työkierto ja porauskalusto	3
2.1	Louhintaprosessi	3
2.2	Sandvik DT1120i -porauslaite	4
2.2.1	Puomi	5
2.2.2	Puomin ohjaus	6
2.2.3	Syöttölaite	7
2.2.4	Porakone	7
2.2.5	KHZ	8
2.2.6	Hydraulijärjestelmä	8
2.3	Porauksen aikaiset toiminnot	9
2.4	Porauksen optimointi	9
3	Häviöt hydraulijärjestelmissä	11
3.1	Hydraulijärjestelmän virtaushäviöt	11
3.1.1	Kitkavastushäviöt	12
3.1.2	Kertavastushäviöt	16
3.2	Hydraulijärjestelmän komponenttikohtaiset häviöt	17
3.2.1	Hydraulipumput	18
3.2.2	Hydraulimoottorit	20
3.2.3	Hydraulisylinterit	21
3.2.4	Venttiilit	22
4	Porauksen hydraulijärjestelmä	23
4.1	Kangen pyöriksen piiri	23
4.1.1	Vaatimukset	23
4.1.2	Kangen pyöriksen piirin nykyinen toteutus	24
4.2	Iskun piiri	26
4.2.1	Vaatimukset	26
4.2.2	Iskun piirin nykyinen toteutus	26
4.3	Syötön piiri	28

4.3.1	Vaatimukset.....	28
4.3.2	Syötön piirin nykyinen toteutus	29
4.4	Iskutaajuuden säädön piiri	30
4.4.1	Vaatimukset.....	30
4.4.2	Iskutaajuuden säädön piirin nykyinen toteutus	31
5	Poraushydrauliikan kehittäminen.....	33
5.1	Poraushydrauliikan suunnitteluprosessin kuvaus.....	33
5.2	Poraushydrauliikan toteuttaminen.....	34
5.2.1	Vaihtoehto 1	34
5.2.2	Vaihtoehto 2	36
5.3	Virtaushäviöt porausjärjestelmässä.....	38
5.3.1	Porausjärjestelmän virtaushäviömalli	40
5.3.2	Virtaushäviömallin laskennan tulokset	41
5.3.3	Hydrauliöljyn lämpötilan vaikutus virtaushäviöihin.....	41
5.4	Venttiilistön häviöt.....	43
5.4.1	Kangen pyöritys	43
5.4.2	Isku.....	45
5.4.3	Iskutaajuuden säätö	46
5.5	Hydraulipumppujen hyötysuhteet	49
5.5.1	Kangen pyörityksen hydraulipumppu	49
5.5.2	Iskun ja syötön hydraulipumppu	50
5.5.3	Iskutaajuuden säädön hydraulipumppu.....	51
5.6	Laadullinen analyysi	52
5.6.1	Kangen pyörityksen, iskun ja syötön järjestelmävaihtoehdon valinta	53
5.6.2	Iskutaajuuden säädön järjestelmävaihtoehdon valinta	55
5.6.3	Iskutaajuuden säädön avoimen piirin hydraulipumpun valinta	56
6	Yhteenveto ja johtopäätökset	58
	Lähteet.....	60
	Liite 1: Virtaushäviömallin kertavastushäviöt ja putkiston pituudet putkisto-osuuksittain	
	Liite 2: Virtaushäviömallilla lasketut painehäviöt putkisto-osuuksittain	
	Liite 3: Virtaushäviömallilla lasketut painehäviöt putkisto-osuuksittain graafisesti esitet-	
	tynä	
	Liite 4: Kangen pyörityksen, iskun ja syötön järjestelmävaihtoehdot	

Liite 5: Iskutaajuuden säädön järjestelmävaihtoehdot

Lyhenteet ja merkinnät

KHZ	Korkeataajuusporakone	
Katko	Porauskaavion mukainen, yleensä porakangen pituinen reikä-sarja.	
Powerpack	Useasta hydraulipumpusta koostuva voimayksikkö.	
λ	Kitkavastuskerroin	[-]
ζ	Kertavastuskerroin	[-]
η_{mhp}	Hydraulipumpun mekaanishydraulinen hyötysuhde	[-]
η_{tm}	Hydraulimoottorin kokonaishyötysuhde	[-]
η_{tp}	Hydraulipumpun kokonaishyötysuhde	[-]
η_{volp}	Hydraulipumpun volumetrinen hyötysuhde	[-]
ρ	Nesteen tiheys	[kg/m ³]
ν	Kinemaattinen viskositeetti	[m ² /s]
ω_m	Hydraulimoottorin akselin kulmanopeus	[rad/s]
ω_p	Hydraulipumpun akselin kulmanopeus	[rad/s]
Δp	Paine-ero	[Pa]
A	Virtauskanavan poikkileikkauspinta-ala	[m ²]
d	Putken tai letkun sisähalkaisija	[m]
D_h	Hydraulinen halkaisija	[m]
F_{syl}	Sylinteriltä saatava voima	[N]
l	Tarkastelupoikkipinta-alojen välinen etäisyys	[m]
L_A	Poikkileikkauksen piiri	[m]
P_h	Hydraulikomponentissa aiheutuva häviöteho	[W]
P_{hm}	Hydraulimoottorin häviöteho	[W]
P_{hp}	Hydraulipumpun häviöteho	[W]

P_{hsyl}	Hydraulisyylinterissä aiheutuva häviöteho	[W]
p_{sis}	Paine hydraulisyylinterin sisäänvirtauskammiossa	[Pa]
P_{syl}	Hydraulisyylinteriltä saatava mekaaninen teho	[W]
p_{ulos}	Paine hydraulisyylinterin ulosvirtauskammiossa	[Pa]
Q	Tilavuusvirta	[m ³ /s]
Q_{sis}	Hydraulisyylinteriin tuotava tilavuusvirta	[m ³ /s]
Q_{ulos}	Hydraulisyylinteristä poistuva tilavuusvirta	[m ³ /s]
Re	Reynoldsin luku	[-]
Re_{kr}	Kriittinen Reynoldsin luku	[-]
R_z	Putken sisäpinnan absoluuttinen pinnankarheus	[m]
T_m	Hydraulimoottorin akselilta saatava vääntömomentti	[Nm]
T_p	Pumpun akselia pyörittävä vääntömomentti	[Nm]
v	Nesteen virtausnopeus	[m/s]
$V_{mäntä}$	Sylinterin männän liikenopeus	[m/s]

1 Johdanto

Hydraulijärjestelmät ovat tehonsiirtoketjuja, joissa mekaaninen, hydraulipumppua pyörittävä teho muunnetaan hydrauliseksi tehoksi, joka johdetaan hydrauliselle toimilaitteelle. Siellä hydraulinen teho muuntuu edelleen toimilaitteen mekaaniseksi tehoksi kyseisen sovelluksen käyttöön. Hydrauliikan käytössä verrattuna muihin tehonsiirtotapoihin on huomattavina etuina muun muassa suunnittelun vapaus sekä komponenttien hyvä teho-painosuhte. Hyvillä eduilla on kuitenkin myös kääntöpuolensa, sillä yleisesti hydraulijärjestelmien hyötysuhdetta voidaan pitää vain kohtalaisena. Hydraulijärjestelmien hyötysuhdetta voidaan parantaa valitsemalla ja mitoittamalla käytetyt komponentit oikein ja minimoimalla tehohäviöitä aiheuttavien komponenttien lukumäärä. Myös hydraulijärjestelmän paineen ja tilavuusvirran säädön suunnitteluun tulisi kiinnittää erityistä huomiota, sillä esimerkiksi kuormantuntevalla järjestelmällä voidaan parantaa hydraulijärjestelmän hyötysuhdetta huomattavasti. [1; 6]

Tämä diplomityö tehtiin yhteistyössä Sandvik Mining and Construction Oy:n kanssa, joka on johtava kallionporauslaitteiden valmistaja maailmassa. Johtoaseman säilyttäminen vaatii jatkuvaa tuotekehitystä ja innovatiivisia ratkaisuja. Uusimpiin innovaatioihin kuuluu korkeataajuusporakone (KHZ), jonka avulla porauksen tunkeutumisnopeutta on pystytty kasvattamaan entisestään. KHZ:aa on testattu menestyksekkäästi hydraulisesti ohjatussa testiporauslaitteessa, mutta integrointisuunnittelua ei ole tehty älykkäisiin i-sarjan porauslaitteisiin. Tämän diplomityön tarkoituksena onkin suunnitella poraushydrauliikka Sandvik DT1120i -porauslaitteeseen KHZ:n asettamien uusien vaatimusten perusteella käytettäväksi i-sarjan porauslaitteissa. Suunnittelun lähtökohtana oli energiatehokas järjestelmä, joka toimii työssä asetettujen teknisten vaatimusten mukaisesti.

Porauksen hydraulijärjestelmän voidaan ajatella koostuvan neljästä eri osajärjestelmästä eli piiristä: kangen pyörityksestä, iskusta, syötöstä ja iskutaajuuden säädöstä. Työssä suunniteltiin jokaiseen piiriin yksi tai useampi hydraulijärjestelmätason ratkaisuvaihtoehto, jolla kukin piiri voidaan toteuttaa. Suunniteltuihin piireihin haettiin tekniset vaatimukset toteuttavia hydraulipumppu- ja venttiilistövaihtoehtoja yhteistyössä muutamien komponenttitoimittajien kanssa. Kunkin venttiilistövaihtoehdon tehohäviö määritettiin kolmessa eri toimintapisteessä. Myös mahdollisten hydraulipumppuvaihtoehtojen hyötysuhteita tarkasteltiin kolmessa eri toimintapisteessä. Lopulliseen järjestelmävaihtoehdon valintaan vaikuttaa hyvin moni asia häviötehomäärän tai hyötysuhteen lisäksi. Jotta valinnassa tulisi huomioitua kaikki merkittävät valintakriteerit sekä näiden keskinäiset suhteet, päätettiin tässä työssä soveltaa laadullista analyysiä, jonka perusteella valittiin kaksi parasta järjestelmävaihtoehtoa kangen pyörityksen, iskun ja syötön toteuttamiseen sekä kaksi parasta järjestelmävaihtoehtoa iskutaajuuden säädön

toteuttamiseen. Suunnittelussa kiinnitettiin erityisesti huomiota modulaarisuuteen, jolloin KHZ voitaisiin asentaa tavallisen porakoneen tilalle i-sarjan porauslaitteeseen mahdollisimman pienin muutoksin. Tämän diplomityön pohjalta löydettiin ratkaisuja myös tavallista porakonetta käyttävän i-sarjan porauslaitteen poraushydrauliikan energiatehokkuuden parantamiseksi.

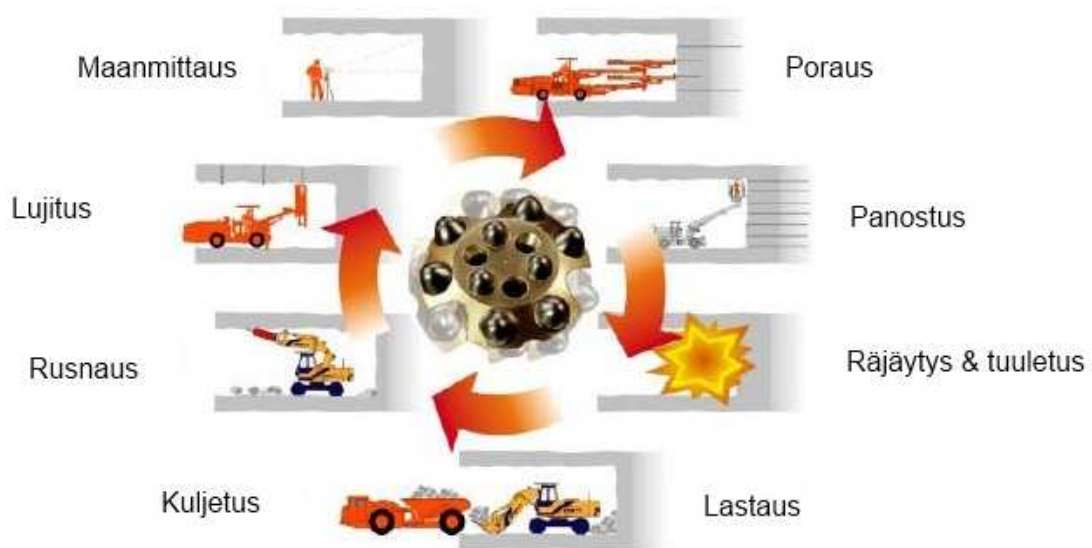
Luvussa kaksi esitellään louhintaprosessi sekä tässä työssä tarkasteltavan Sandvik DT1120i -porauslaitteen rakenne ja toiminta porauksen näkökulmasta. Luku kolme esittelee tämän työn kannalta olennaisen teoreettisen viitekehyksen eli häviöt hydraulijärjestelmissä. Siinä esitellään häviöiden synty sekä niitä kuvaavat yhtälöt niin putkistoissa kuin hydraulipumpuissa, -moottoreissa, -sylintereissä ja venttiileissä. Neljännessä luvussa esitellään poraushydrauliikan nykyinen toteutustapa sekä tekniset vaatimukset. Viidennessä luvussa esitellään kaksi teoreettisen tarkastelun perusteella parasta ratkaisua poraushydrauliikan toteuttamiselle. Lisäksi esitetään tulokset eri venttiilistövaihtoehtojen häviötehotarkastelusta sekä hydraulipumppuvaihtoehtojen hyötysuhdetarkastelusta. Lopuksi suoritetaan laadullinen analyysi eri hydraulijärjestelmä- ja hydraulipumppuvaihtoehtoille. Työn yhteenveto ja parannusehdotukset poraushydrauliikan toteuttamiseen esitetään luvussa kuusi.

2 Louhinnan työkierto ja porauskalusto

Tässä luvussa esitellään louhintaprosessi sekä tässä työssä tarkasteltavan Sandvik DT1120i -porauslaitteen rakenne ja pääkomponentit. Lisäksi esitellään porauksen aikaiset toiminnot.

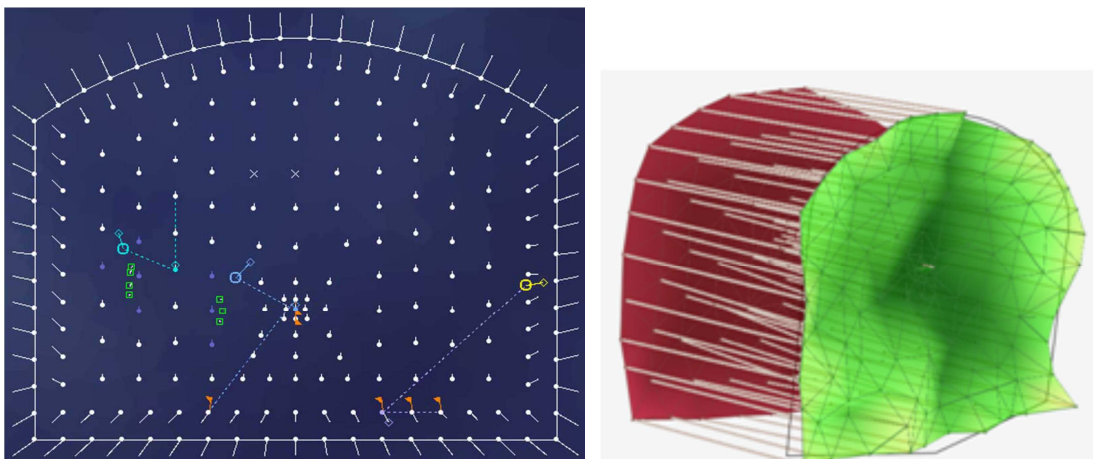
2.1 Louhintaprosessi

Tunnelin louhintaprosessi koostuu kuvan 1 mukaisesta kahdeksanvaiheisesta työkierrosta, jossa jokainen työvaihe seuraa kiinteästi toisiaan.



Kuva 1. Louhinnan työkierto. [2, s. 12]

Työkierto alkaa maanmittauksella, jossa tarkistetaan työmaan senhetkinen toteutuma ja määritellään miten louhintaa jatketaan eteenpäin. Maanmittauksen jälkeen porauslaite asemoidaan oikeaan kohtaan suhteessa tunnelin perään ja seiniin. Tämän työn osalta porauslaitteena tarkastellaan Sandvik DT1120i -porauslaitetta. Asemoinnin jälkeen aloitetaan reikien poraus ennalta suunnitellun reikienporaussuunnitelman eli porauskaavion mukaisesti, joka näkyy vasemman puoleisessa kuvassa kuvassa 2. Porauskaavio on syötetty laitteen ohjausjärjestelmään, jolloin poraus voidaan suorittaa täysin automaattisesti. Yhdellä laitteen paikoituksella porataan yleensä täysi katko eli porauskaavion mukainen, yleensä porakangen pituinen reikäsarja, jota havainnollistaa myös oikean puoleinen kuva kuvassa 2. Porauskaavion suunnittelussa on otettu huomioon räjäytystekniset ominaisuudet, kuten räjäytyksen lähtevyys optimaalisella reikämäärällä ja panostuksella. [2, s. 12]



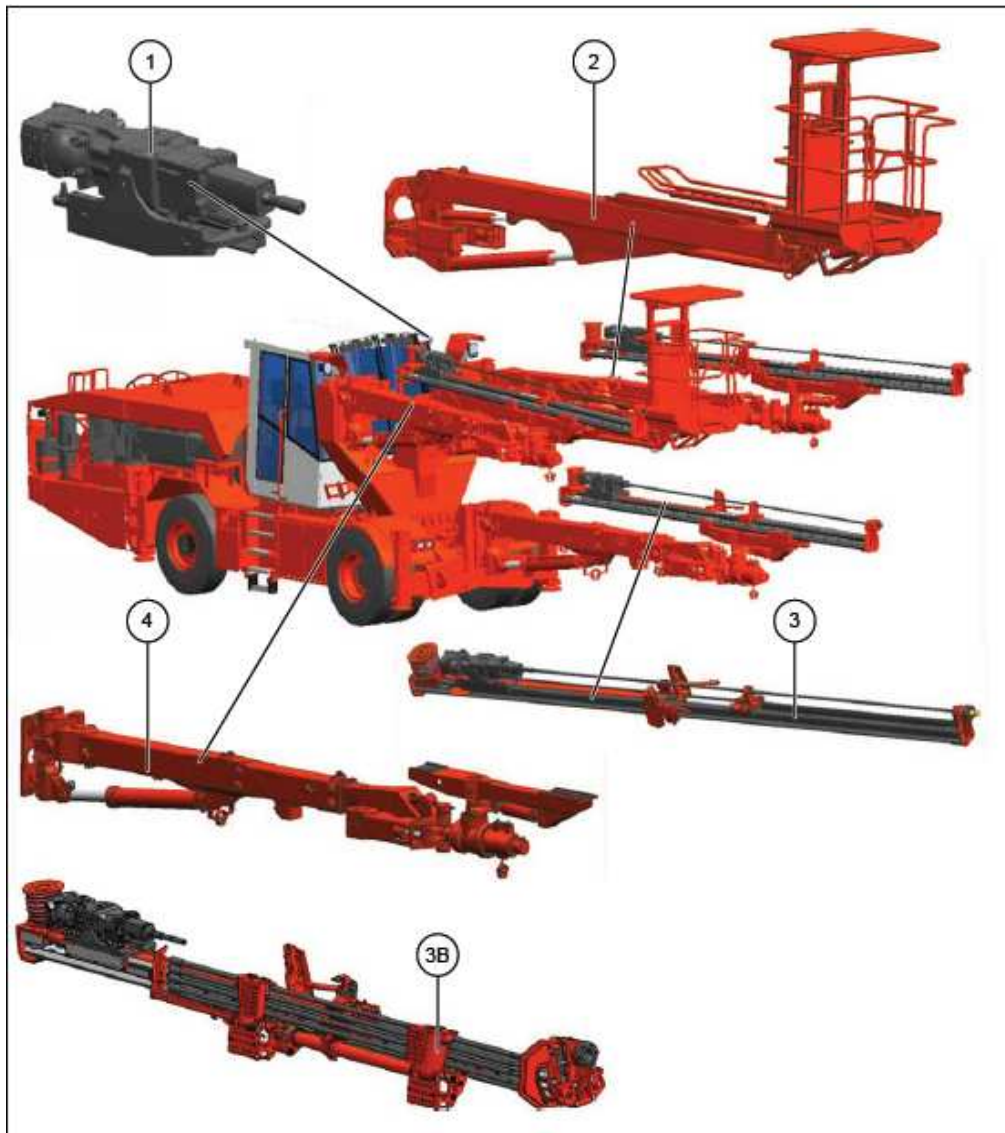
Kuva 2. Porauskaavio sekä porauksen mukainen katko.[2, s. 14; 3, s. 115]

Kun vaadittavat reiät on porattu, panostetaan ne räjäytysaineella panostussuunnitelman mukaisesti. Panostusta seuraa räjäytys ja tuuletus, jossa myrkylliset kaasut ja kivi-pöly tuuletetaan. Räjäytyksen yhteydessä irronnut kiviaines lastataan kuljetuslaitteen kyytiin ja kuljetetaan pois tunnelista. Jotta räjäytetyssä tunnelissa olisi turvallista liikua, irtoamaisillaan olevat kivet rusnataan eli hakataan poravasarella irti tunnelin katoista ja seinistä. Toisinaan tunnelin seinämiä ja kattoa pitää lujittaa pulttaamalla, verkottamalla ja/tai ruiskubetonoimalla. [2, s. 12]

2.2 Sandvik DT1120i -porauslaite

Sandvik DT1120i on nopeaan, tarkkaan ja tehokkaaseen tunneli- ja kaivosporaukseen suunniteltu tietokoneohjattu, sähköhydraulinen porauslaite. Suunnittelun lähtökohtina ovat olleet poraustarkkuus, tuotantoteho ja käytön helppous, joihin DT1120i vastaa erittäin hyvin. Laite on suunniteltu automaattisesti tapahtuvaa katkojen poraamista varten, jolloin porarin tehtävänä on lähinnä valvoa automaattista porauksen etenemistä ja reagoida mahdollisiin erikoistilanteisiin manuaalisten toimintojen avulla. [2, s. 38.; 3, s. 11]

Kuvassa 3 on esitetty Sandvik DT1130i -porauslaitteen rakenne ja pääkomponentit. Laite eroaa DT1120i -mallista vain porauspuomien lukumäärällä, joita siinä on kolme kappaletta DT1120i -mallin kahden sijaan.



1. Porakone
2. Koripuomi (lisävaruste)
3. Syöttölaite
- 3B. Syöttölaite kangenvaihtimella (vaihtoehto tavalliselle syöttölaitteelle)
4. Puomi

Kuva 3. Sandvik DT1130i -porauslaitteen pääkomponentit.[3, s. 66]

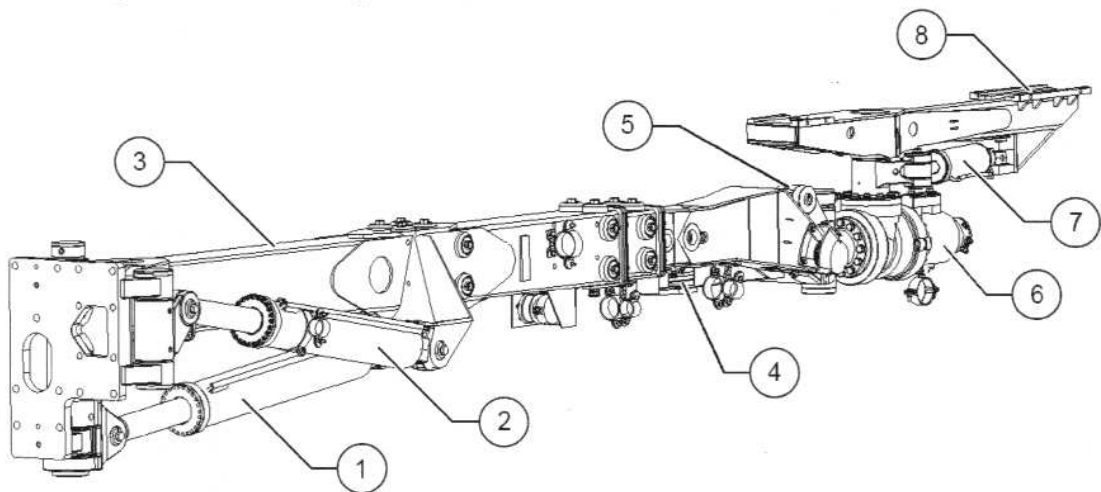
Seuraavissa alaluvuissa esitellään Sandvik DT1120i -porauslaitteen pääkomponentteja tarkemmin sekä hydraulijärjestelmää lyhyesti.

2.2.1 Puomi

Puomin tehtävänä on kannatella syöttölaitetta ja porakonetta, ja asemoida porakone haluttuun paikkaan sekä kulmaan tarkan porauksen mahdollistamiseksi. Muun muassa kaikissa DT-sarjan laitteissa käytetään hyvin yleiskäyttöisiä TB-sarjan puomeja, joita

voidaan käyttää tunnelien, perien, poikkiperien sekä pultitusreikien poraamiseen. Lisäksi niitä voidaan käyttää tuotantoporaukseen täyttö- ja sorroslouhinnassa. Valmis porausmoduuli koostuu puomista, jonka kehdon päälle liukupalojen varaan on asennettu lineaarisesti liikkuva syöttölaite. Syöttölaitteen päällä on hydraulinen porakone, johon ennen porausta kiinnitetään porakanki porakruunuineen. TB-sarjan puomin monipuoliset viiden vapausasteen liikkeet mahdollistavat seitsemän hydraulisylinteriä ja yksi hydraulinen vääntömoottori, joka mahdollistaa pyöritysmekanismin. Nämä on esitelty kuvassa 4. 385 asteen pyöritysmekanismi on normaalisti kuvan 4 mukaisesti pystyasennossa, mutta varsinkin lähelle seiniä, kattoa tai lattiaa poratessa, on sen käyttö tarpeen riittävän paikoituksen mahdollistamiseksi. Moniniveliset puomit mahdollistavat erittäin laajan peiton jopa 232 m² saakka puomityypistä riippuen. [3, s. 11; 4, ss. 5-6]

1. Puomin nostosylinteri (Boom lift)
2. Puomin kääntösylinteri (Boom swing)
3. Puomin zoom-sylinteri (Boom zoom)
4. Syöttölaitteen kääntösylinteri (Feed swing)
5. Syöttölaitteen kallistussylinteri (Feed tilt)
6. Pyöritysmekanismi (Roll-over)
7. Pultitussylinteri (Bolting)
8. Syöttölaitteen siirtosylinteri (Feed extension)



Kuva 4. TB150i-puomi toimilaitteineen. [4, s. 6]

2.2.2 Puomin ohjaus

Sandvik DT1120i -porauslaitteessa puominohjausjärjestelmä toimii CAN-puomiväylällä sijaitsevalla sulautetulla, Linux-käyttöjärjestelmäpohjaisella tietokoneella. Käyttäjällä on valittavanaan kolme erilaista manuaalista ja yksi automaattinen porauspuomin ohjausmoodi. Manuaalisissa puominohjausmoodeissa käyttäjä ohjaa puomien liikkeitä ma-

nuaalisesti kahden ohjaussauvan avulla. Valittavana on nivelkohtainen suoraohjaus, nivelpariohjaus tai manipulaattorimoodi. [2, s. 63; 4, s. 6]

Nivelkohtaisessa suoraohjauksessa käyttäjä ajaa suoraan yksittäisiä puomin hydraulisylintereitä tai pyöritysmekanismin mahdollistavaa vääntömoottoria. Kuitenkin myös toisen toimilaitteen ajaminen samanaikaisesti on mahdollista toista ohjaussauvaa käyttäen. Nivelkohtainen suoraohjaus soveltuu parhaiten huolto- ja testauskäyttöön tai kun muiden ohjausmoodien käyttö on estynyt esimerkiksi vian vuoksi. Se on myös ainoa ohjausmoodi, joka toimii diesel-moottorilla ajettaessa. [2, s. 63]

Nivelpariohjaus mahdollistaa yhdensuuntaisuustoiminnon eli puomia on mahdollista ajaa syöttölaitteen suuntaa muuttamatta. Automatiikka ajaa syöttölaitteen nosto- ja kääntösylintereitä vastakkaisiin suuntiin puomin nosto- ja kääntösylintereihin nähden. Se pitää myös huolen, ettei kääntönivelen nivelkulma muutu puomin nosto- tai laskuliikkeen aikana. [2, s. 63-64]

Manipulaattorimoodi on manuaalisista puominohjausmoodeista edistyksellisin ja eniten käyttäjää avustava. Käyttäjä voi ajaa puomia ilman, että syöttölaitteen suunta, pyöritysmekanismin kulma tai syöttölaitteen paikka porauskaavion syvyys suunnassa muuttuisi. Käyttäjä voi myös muuttaa syöttölaitteen suuntaa sen paikkaa porauskaaviossa tai pyöritysmekanismin kulmaa muuttamatta. Lisäksi käyttäjä voi muuttaa puomin pyöritysmekanismin kulmaa syöttölaitteen paikkaa tai suuntaa muuttamatta. [2, s. 64]

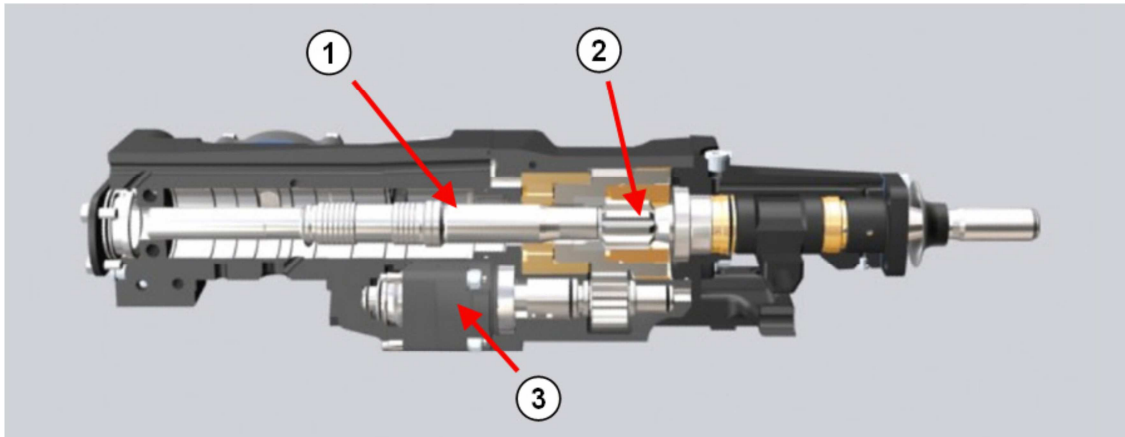
Automaattimoodissa puomin paikoitus, reiän poraaminen ja tarvittaessa myös koko katkon poraaminen porauskaavion mukaisesti hoituu täysin automaattisesti. Käyttäjän tehtäväksi jää kuitenkin porauksen onnistumisen valvominen ja mahdollisiin erikois- tai vikatilanteisiin reagoiminen. [2, s. 65]

2.2.3 Syöttölaite

Syöttölaite on alumiinista puristettu palkki, jossa on porakoneen lineaariseen liikutteluun tarkoitettu järjestelmä. Porakone liikkuu palkin päällä tämän suuntaisesti jopa yli 7 metrin matkan hydraulisylinteristä ja vaijerista rakennetun mekanismin avulla, jolloin tietty sylinterin aseman muutos vastaa kaksinkertaista aseman muutosta porakoneessa. Näin ollen voidaan käyttää lyhyempää ja myös männänvarreltaan ohuempaa sylinteriä tämän nurjahtamatta.

2.2.4 Porakone

Sandvik Mining and Construction Oy:n kaikissa laitteissa käytetään päältäiskevää, hydraulista porakonetta. Kuva 5 esittää leikkauskuvaa RD525-tyyppisestä, tyypillisesti tunnelinporauslaitteissa käytetystä porakoneesta. Sen tärkeimmät osat ovat mäntä (1), niska (2) ja pyöritysmoottori (3). Paineistettua hydrauliliöljyä johdetaan vuorotellen männän eri puolille, jolloin saadaan aikaan sen edestakainen liike. Männän positiivisen liikkeen loppupuolella se iskeytyy porakoneen niskaan, joka välittää kiveä rikkovan iskuenergian porakankea pitkin porakruunulle. Pyöritysmoottorin tehtävä on pyörittää porakankea



Kuva 5. RD525- porakoneen leikkauskuva. [2, s. 68]

ja siten myös porakruunua, jotta iskuenergia välittyy porakruunun nastoista kiven iskemättömään kohtaan. [2, ss. 68-69; 5, ss. 33-40]

2.2.5 KHZ

KHZ eli korkeataajuusporakone on päältäiskevä porakone, jonka iskun taajuus on yli neljä kertaa korkeampi kuin tavallisen porakoneen iskutaajuus. Toiminta perustuu po-raamiseen porauskaluston ominaistajuudella, jolloin saavutetaan suurin iskuenergia kiveen. Taajuus riippuu suoraan porakangen pituudesta ja materiaalista, jolloin uusi taajuus joudutaan asettamaan, mikäli porakangen pituus muuttuu esimerkiksi mahdollisen pitkäreikäporauksen yhteydessä.

KHZ:n rakenne on pääosin samanlainen verrattuna normaaliin porakoneeseen, mutta eroavaisuuksia löytyy varsinkin toiminnan kannalta. KHZ:n mäntä on kokoajan kiinni niskassa, jolloin männän edestakainen liike on hyvin pientä. Näin ollen hydraulinen energia välittyy suoraan iskuenergiaksi eikä liike-energian kautta kuten normaalissa porakoneessa. Koska porakoneen niska ei varsinaisesti liiku porauksen aikana, ei KHZ:ssa tarvita niskan voitelua eikä stabilaattoria. Kangen pyörimyksen osalta ei KHZ eroa normaalista porakoneesta.

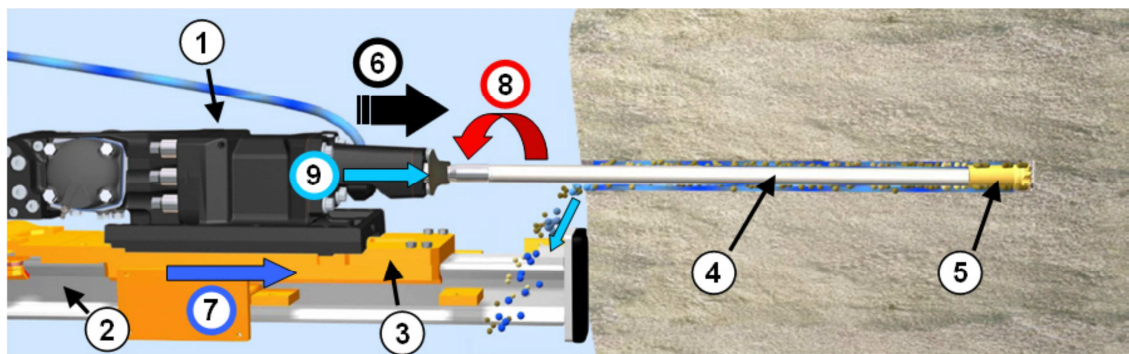
2.2.6 Hydraulijärjestelmä

Sandvik DT -sarjan laitteissa on jokaiselle porauspuomille oma laitteen alustalla sijaitseva powerpack eli voimayksikkö. Se koostuu kahdesta säätyvötilavuuksisesta, painesäädettävästä aksiaalimäntäpumpusta sekä kiinteätilavuuksisesta hammaspyöräpumpusta, joita pyörittää 75 kW:n tehoinen sähkömoottori. Mäntäpumpuilla käytetään puomin liikkeit mahdollistavia hydraulisylintereitä ja vääntömoottoria sekä porakoneen toimintoja. Lisäksi yhtä mäntäpumpuista käytetään myös alustan toimintoihin. Hammaspyöräpumpulla käytetään mahdollista koripuomia sekä ilmastointilaitetta. Voimayk-

siköiden lisäksi laitteessa on kaksi hydraulipumppua, joita pyörittää dieselmoottori. Molempia käytetään ajonaikaisiin ohjaustoimintoihin, mutta toisella voidaan myös tarvittaessa liikuttaa puomeja ajon aikana tai, kun sähköä ei ole saatavilla.

2.3 Porauksen aikaiset toiminnot

Kuvassa 6 on esitelty porauksen aikaiset toiminnot sekä komponentit. Porakone (1) on kiinnitetty porakelkkaan (3), joka liukuu lineaarisesti syöttölaitteen (2) palkin päällä painaen porakoneeseen kiinnitettyä porakankea (4) sekä porakruunua (5) kohti kiveä. Numero 6 kuvaa iskua, jolla tarkoitetaan porakoneen männän hydraulisesti aikaansaattua iskevää, kiveä rikkovaa liikettä. Numero 7 kuvaa syöttöä, jonka tarkoituksena on pitää porakruunun ja kiven välinen kontakti jatkuvana. Numero 8 kuvaa kangen pyöritystä, jossa porakoneen sisäinen hydraulimoottori pyörittää porakankea siten, että joka iskun välissä porakruunun nastat vaihtavat paikkaa halkaisijansa verran. Huuhtelulla (9) tarkoitetaan porauksen aikana irronneen kiviaineksen siirtämistä pois porareistä. Huuhtelu myös jäähdyttää porakaluston rakenteita. Käyttäjä voi valita sopivimman huuhtelutyyppin vesihuuhtelusta, ilmahuuhtelusta tai näiden välimuodosta eli vesisumuhohtelusta.



Kuva 6. Porauksen aikaiset toiminnot ja komponentit. [2, s. 68]

Yleisimmin käytetään kuitenkin vesihuuhtelua. Huuhtelun väliaine kulkeutuu porakan- gen sisällä porakruunuun, jonka reikien kautta se purkaantuu ulos porakan- gen ja pora- tun reiän välisestä raosta. [2, ss. 68-69]

2.4 Porauksen optimointi

Päältäiskevän porauksen tehokkuuteen vaikuttaa pääsääntöisesti iskun- ja syötönpaine sekä kangen pyörimisen pyörimisnopeus. Iskunpaineella on suurin vaikutus tunkeutu- misnopeuteen, joten yleensä syötönpaine ja kangen pyörimisen nopeus valitaan valitulle iskunpaineelle sopiviksi. Optimaalinen iskunpaine on kompromissi tunkeutumisenopeuden ja kaluston kestävyys- välillä, sillä suurempi iskunpaine takaa suuremman

tunkeutumisnopeuden, mutta aiheuttaa myös enemmän porauskaluston kulumista. [2, s. 71]

Syötönpaineen tehtävänä on säilyttää jatkuva kontakti porakruunun ja kiven välillä sekä pitää porakoneen niska iskupisteessään. Sopiva syötönpaine on suurimmaksi osaksi riippuvainen iskunpaineesta, jolloin se säädetään sopivaksi iskunpaineen perustella. Myös esimerkiksi kiven kovuus ja porauskalusto vaikuttavat optimaaliseen syötönpaineeseen. Optimaalisen syötönpaineen hakeminen on tärkeää, sillä liian pieni syötönpaine hidastaa tunkeutumisnopeutta ja kuluttaa porauskalustoa, sillä iskuenergia välittyy huonommin kiveen. Myös liian suuri syötönpaine hidastaa tunkeutumisnopeutta ja aiheuttaa porauskaluston kulumista. Se myös aiheuttaa porakankien taipumista, jolloin reikien suoruus kärsii. [2, s. 71]

Kangen pyöriksen tehtävänä on kääntää porakruunua, jolloin iskuenergia osuu ehjään kiveen, eikä murskaa jo rikottua kiveä pienemmäksi. Pyörimisnopeuden tulisi olla sellainen, että kivistä irtoaa mahdollisemman suuria palasia, jolloin saavutetaan mahdollisemman hyvä tunkeutumisnopeus. Joissain tapauksissa pyörimisnopeutta voidaan joutua rajoittamaan porakruunun kulumisen vuoksi. [2, s. 71]

Porauslaitteen käyttäjä voi valita porauksen ohjausmoodiksi joko syöttö-isku suhdeseurannan tai momenttisäädön. Koska tämä työ käsittelee pääosin KHZ:lla poraamista ja sen yhteydessä käytetään ainoastaan syöttö-isku suhdeseurantaa, esitellään vain sen toimintaa muutamalla sanalla. Syöttö-isku suhdeseurannan tarkoituksena on pitää iskun ja syötön suhde tasaisena kiviolosuhteista riippumatta. Iskunpainetta ohjataan mitatun syötönpaineen perusteella. Syötönpaine puolestaan pyritään pitämään halutussa arvossa takaisinkytketyn ohjauksen avulla. Mikäli syötön paineanturi vikaantuu, voidaan iskunpaineen ohjaamiseen käyttää suoraa ohjausta. Käyttäjällä on mahdollisuus säätää porauksen tehotasoa, pyörimisnopeutta tai syötönpainetta iskunpaineesta riippumatta. [2, ss. 71-72]

3 Häviöt hydraulijärjestelmissä

Hydraulijärjestelmän häviöt syntyvät kahdenlaisista häviöistä, joita ovat virtaushäviöt ja komponenttikohtaiset häviöt. Virtaushäviöitä ovat hydraulijärjestelmän putkissa ja letkuissa syntyvät häviöt. Komponenttikohtaisia häviöitä ovat esimerkiksi hydraulipumpeissa ja -moottoreissa sekä venttiileissä syntyvät häviöt. Tässä kappaleessa esitellään hydraulijärjestelmän erilaisten häviöiden muodostumisperiaatteet sekä esitetään teoreettinen tausta jäljempänä tulevien laskelmien perustaksi.

3.1 Hydraulijärjestelmän virtaushäviöt

Virtaustyyppillä on merkittävä vaikutus hydraulikan häviöihin. Jotta virtaushäviöt olisivat mahdollisemman pieniä, tulisi virtauksen olla tasaista ja pyörteetöntä eli laminaarisesta. Laminaarisessa virtauksessa kaikki nesteosaset seuraavat yhdensuuntaista rataa, jota kutsutaan virtaviivaksi. Nopeuden kasvaessa virtauksessa alkaa esiintyä pyörteilyä, kun nesteosaset poikkeavat virtaviivoiltaan. Pyörteily lisääntyy virtausnopeuden kasvun myötä ja muuttuu lopulta täysin pyörteelliseksi, jolloin puhutaan turbulennsista virtauksesta. Virtaushäviöt kasvavat lineaarisesti laminaarisen virtauksen alueella ja eksponentiaalisesti turbulennsin virtauksen alueella nopeuden funktiona. Näin ollen virtaushäviöiden kasvu on huomattavasti suurempaa turbulennsin virtauksen alueella. Virtaustyyppi voidaan selvittää laskennallisesti laaduttoman Reynoldsin luvun avulla yhtälön yksi mukaisesti

$$Re = \frac{v \cdot D_h}{\nu}, \quad (1)$$

jossa Re on Reynoldsin luku [-], v on nopeus [m/s], D_h on hydraulinen halkaisija [m] ja ν on kinemaattinen viskositeetti [m²/s]. Hydraulinen halkaisija D_h määritetään yhtälön kaksi mukaisesti

$$D_h = \frac{4 \cdot A}{L_A}, \quad (2)$$

jossa A on virtauskanavan poikkileikkauspinta-ala [m²] ja L_A on poikkileikkauksen piiri [m]. Kun virtauskanavaksi oletetaan ympyräpoikkileikkauksellinen putki, saadaan sijoittamalla virtauskanavan poikkileikkauspinta-ala ja poikkileikkauksen piiri yhtälöön kaksi yhtälö kolme,

$$D_h = \frac{4 \cdot \pi \cdot d^2}{4 \cdot \pi \cdot d}, \quad (3)$$

josta supistamalla saadaan putken hydrauliseksi halkaisijaksi putken sisähalkaisija d . Laskettua Reynoldsin lukua verrataan virtauskanavalle ominaiseen kriittiseen Reynoldsin lukuun Re_{kr} . Esimerkiksi pyöreän sileäpintaisen putken kriittinen Reynoldsin luku on noin välillä 2000 – 2300. Kun Reynoldsin luku on pienempi kuin kriittinen Reynoldsin luku, on virtaus laminaarista. Kun Reynoldsin luku on suurempi kuin kriittinen Reynoldsin luku, on virtaus turbulenttista. Virtaus ei kuitenkaan muutu laminaarisesta turbulenttiseksi yhtäkkiä vaan siirtymäalueen kautta, jolloin virtaus on molempien virtaus-tyyppien yhdistelmä. Laskennan kannalta siirtymäalue voidaan käsitellä turbulenttisena. Tämän työn putkiston painehäviöiden laskennassa oletetaan virtauslajin muuttuvan laminaarisesta turbulenttiseksi askelmaisesti Reynoldsin luvulla 2300. [6, ss. 27-29]

Hydraulijärjestelmissä syntyy aina tehohäviöitä nesteen virtauksesta, mikä ilmenee paineen alenemisena nesteen virtaussuunnassa. Virtaushäviöt voidaan luokitella kahteen eri ryhmään: kitkavastushäviöihin, jotka aiheutuvat suorassa putkistossa sekä kertavastushäviöihin, joita ovat yleisesti ottaen virtauspoikkipinta-alan tai virtaussuunnan muutok-sista aiheutuvat kitkahäviöt. Vaikka venttiileissä syntyvät häviöt voitaisiin luokitella myös virtaushäviöihin, tarkastellaan niitä tässä työssä komponenttikohtaisina häviöinä. [6, s. 57]

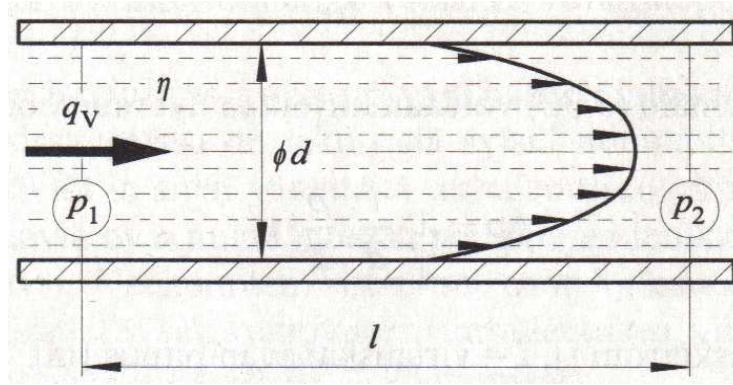
Mikäli jokin hydraulijärjestelmän osa, kuten esimerkiksi venttiili oletetaan vuodot-tomaksi, voidaan hydraulinen häviöteho tässä osassa laskea osan läpäisemän tilavuus-virran ja siinä aiheutuvan painehäviön tulona kaavan neljä mukaisesti

$$P_h = Q \cdot \Delta p, \quad (4)$$

jossa P_h on hydraulinen häviöteho [W], Q on osan läpäisemä tilavuusvirta [m^3/s] ja Δp on painehäviö järjestelmän osassa [Pa]. [6, s. 78]

3.1.1 Kitkavastushäviöt

Kitkavastushäviöt syntyvät sekä nesteen sisäisistä kitkoista että nesteen ja virtauskana-van seinämän välisistä kitkoista, jotka vastustavat virtausta. Tarkastellaan putkea, jonka pituus oletetaan huomattavasti putken halkaisijaa suuremmaksi kuvan 7 mukaisesti.



Kuva 7. Putkivirtaus. [6, s. 57]

Lisäksi oletetaan virtaus täysin kehittyneeksi. Tällöin voidaan ottaa kaksi mielivaltaista putken poikkileikkauskohtaa, joissa vallitsevia paineita merkitään p_1 ja p_2 . Kun merkitään näiden välistä paine-eroa $\Delta p = p_1 - p_2$, saadaan paine-erolle johdettua yhtälö viisi

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{D_h} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2, \quad (5)$$

jossa Δp on paine-ero kahden mielivaltaisen putken poikkipinta-alan välillä [Pa], λ on kitkavastuskerroin [-], l on tarkastelu poikkipinta-alojen välinen etäisyys [m] ja ρ on nesteen tiheys [kg/m^3]. Kuten yhtälöstä viisi havaitaan, painehäviö putkessa on verrannollinen virtausnopeuden neliöön. Näin ollen voidaan todeta, että pienikin virtausnopeuden kasvu nostaa painehäviötä huomattavasti. [6, ss. 57-58]

Kitkavastuskerroin riippuu laminaarisen virtauksen tapauksessa ainoastaan Reynoldsin luvusta ja voidaan määritellä vakio-tilanteissa eli isotermisessä tilanteessa täysin kehittyneelle virtaukselle yhtälön kuusi mukaisesti

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (6)$$

On kuitenkin hyvä huomata, ettei kitkavastuskerroin riipu laminaarisessa tapauksessa ollenkaan putken pinnankarheudesta. [6, s. 58]

Käytännön hydraulijärjestelmissä virtaus on yleensä kuitenkin luonteeltaan turbulenta, jolloin joudutaan turvautumaan kokeellisesti määritettyihin yhtälöihin tai käyrästäihin. Oikean yhtälön valitsemista varten täytyy määrittää sekä putken pinnankarheus että Reynoldsin luku. Putken pinnankarheutta merkitään kirjainyhdistelmällä R_z ja sen suuruuteen vaikuttavat putken materiaali ja sen käyttöikä. Eräitä virtauskanavien absoluuttisia pinnankarheuksia on taulukoitu taulukossa 1.

Taulukko 1. Eräiden virtauskanavien absoluuttisia pinnankarheuksia. [6, s. 59]

Virtauskanavamateriaali	Rz [mm]
Saumaton tarkkuusteräsputki	0,01-0,04
Kuumavalssattu putki	0,05-0,10
Hydrauliletku	0,02-0,03

Taulukosta 1 voidaan havaita, että saumaton tarkkuusteräsputki ja hydrauliletku ovat pinnankarheudeltaan hyvin sileitä. Myös hydrauliletkun pinnankarheuden vaihteluväli on hyvin pieni, jolloin pinnankarheuden voidaan olettaa olevan lähes vakio. [6, s. 59]

Suhteellinen pinnankarheus määritellään yhtälön seitsemän mukaisesti

$$\frac{Rz}{d}, \quad (7)$$

jossa Rz on putken sisäpinnan absoluuttinen pinnankarheus ja d on putken sisähalkaisija. Suhteellisen pinnankarheuden avulla voidaan päätellä mihin pinnankarheuden luokkaan putki kuuluu taulukon 2 perusteella, jossa on luokiteltu putket pinnankarheuden mukaan.

Taulukko 2. Putkien luokitus pinnankarheuden mukaan.

$Re \cdot \frac{Rz}{d} < 65$	Hydraulisesti sileät putket
$65 < Re \cdot \frac{Rz}{d} < 1300$	Ylimenoalue
$1300 < Re \cdot \frac{Rz}{d}$	Hydraulisesti karheat putket

Hydraulisesti sileissä putkissa pinnankarheus ei vaikuta kitkavastuskertoimen arvoon ja kitkavastuskertoimen voi määrittää yhtälön kahdeksan eli Blasiuksen yhtälön mukaisesti mukaisesti, kun $Re < 10^5$

$$\lambda = 0,3164 \cdot Re^{-0,25} \quad (8)$$

Blasiuksen yhtälö on yleisimmin käytetty yhtälö kitkavastuskertoimen määrittämisessä. Jos Reynoldsin luku on välillä $10^5 < Re < 5 \cdot 10^5$, voidaan kitkavastuskertoimen määrittämiseen käyttää yhtälöä yhdeksän eli Nikuradsen yhtälöä.

$$\lambda = 0,0032 + 0,221 \cdot Re^{-0,237} \quad (9)$$

Mikäli $Re > 10^6$, voidaan kitkavastuskertoimen määrittämiseen käyttää Prantlin ja v. Kármánin iteratiivista yhtälöä eli yhtälöä 10

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \cdot \lg(Re \cdot \sqrt{\lambda}) - 0,8 \quad (10)$$

Jos putkiluokaksi määrytyi ylimenoalueen putki, voidaan kitkavastuskertoimen määrittämiseen käyttää Prantl-Colebrookin iteratiivista yhtälöä eli yhtälöä 11.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \lg\left(\frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{Rz}{d} \cdot 0,269\right) \quad (11)$$

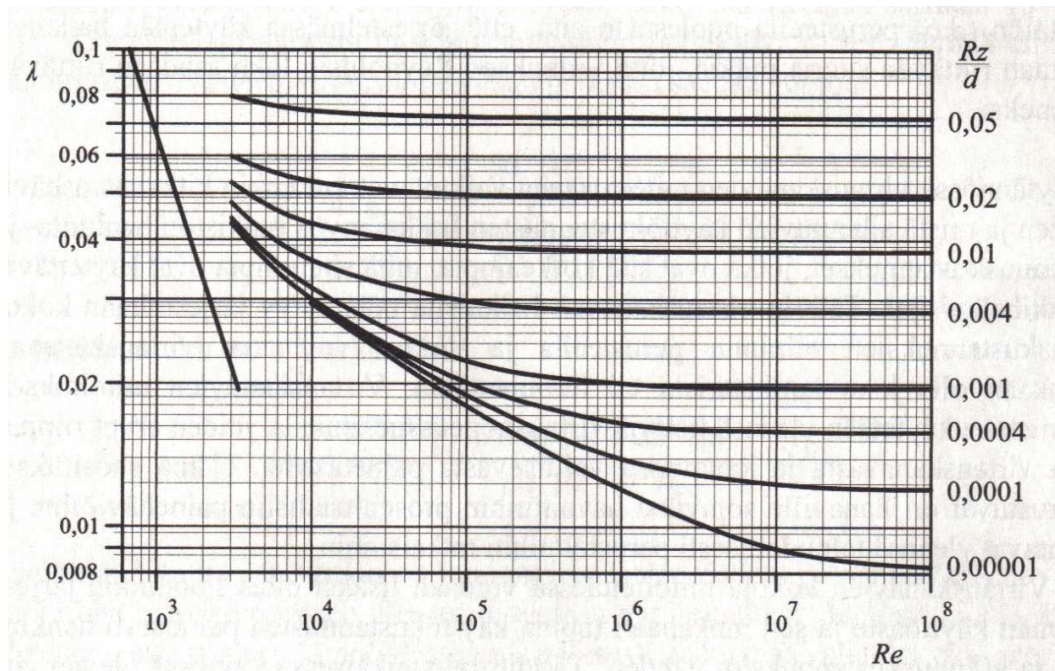
Kuten yhtälöstä 11 huomataan, ylimenoalueen putkien kitkavastuskerroin riippuu sekä Reynoldsin luvusta että suhteellisesta pinnankarheudesta. Hydraulisesti karheille putkille voidaan käyttää vaihtoehtoisesti jo yhtälöä 12 eli Nikuradsen yhtälöä tai yhtälöä 13 eli Moodyn yhtälöä.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \lg\left(\frac{Rz}{d}\right) + 1,14 \quad (12)$$

$$\lambda = 0,0055 + 0,15 \cdot \left(\frac{Rz}{d}\right)^{1/3} \quad (13)$$

Kuten yhtälöistä 12 ja 13 huomataan, hydraulisesti karheiden putkien kitkavastuskerroin riippuu vain suhteellisesta pinnankarheudesta. [6, ss. 60-61]

Kitkavastuskerroin voidaan määrittää myös käyrästä, joista yleisin on kuvassa kahdeksan näkyvä Moodyn käyrästä. Kuvan kahdeksan vasemmassa reunassa näkyvän suoran avulla voidaan määrittää kitkavastuskerroin laminaariselle ja isotermiselle virtaukselle, kun tiedetään putken suhteellinen pinnankarheus ja Reynoldsin luku. Oikealla puolella näkyvät paraabelit on tarkoitettu kitkavastuskertoimen määrittämiseen turbulenttisessa virtauksessa. [6, s. 61]



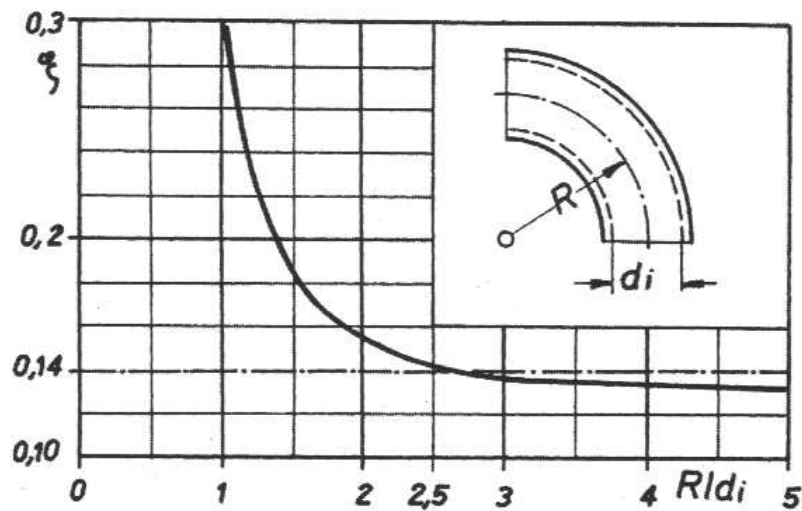
Kuva 8. Moodyn käyrästä.[6, s. 61]

3.1.2 Kertavastushäviöt

Kertavastushäviöitä syntyy tyypillisesti hydraulijärjestelmän osissa, joissa muutetaan virtauksen suuntaa tai nopeutta. Tällaisia ovat esimerkiksi putkimutkat ja -haarat, joissa virtauksen suunta muuttuu tai liitinnipat, joissa virtauspoikkipinta-ala muuttuu. Myös suodattimien ja esimerkiksi vastaventtiilien häviöt kuuluvat kertavastushäviöihin. Niiden fysikaalinen perusta on varsin helposti ymmärrettävissä, sillä massan liikesuunnan tai sen nopeuden muuttaminen vaatii energiaa. Kertavastushäviön suuruus voidaan laskea yhtälön 14 perusteella

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2, \quad (14)$$

jossa ζ on kertavastuskerroin [-]. Kirjallisuudessa on käsitelty runsaasti erilaisia virtaus-tapauksia ja esitetty näiden kitkavastuskertoimia. Esimerkiksi kuvassa 9 on esitetty 90° putkimutkan kertavastuskertoimia erilaisilla taivutussäteen ja sisähalkaisijan suhteilla.



Kuva 9. 90° putkimutkan kertavastuskertoimia erilaisilla taivutussäteen ja sisähalkaisijan suhteilla. [7]

Kuitenkin kitkavastuskertoimen arvot on määritetty kokeellisesti ja pätevät täydellisesti vain täysin samaan komponenttiin täysin samanlaisessa tilanteessa. Kirjallisuudessa esitetyillä kitkavastuskertoimen arvoilla päästään yleensä riittävän tarkkaan approksimaatioon kertavastushäviöiden laskennassa. Tarkemman tuloksen saavuttamiseksi jouduttaisiin kokeellisiin määrittäisiin. Tilannetta vaikeuttaa usein myös erilaisten osien yhteenliittäminen, jolloin useammasta osasta koostuvan kokonaisuuden kitkavastuskertoimen ei ole yksittäisten osien kitkavastuskertoimen summa. Toisinaan putkimutkan tai muun painehäviötä aiheuttavan komponentin painehäviö ilmoitetaan putkiston ekvivalenttipituutena, jossa aiheutuu kertavastushäviötä vastaava painehäviö. [6, ss. 65-66]

3.2 Hydraulijärjestelmän komponenttikohtaiset häviöt

Suurin osa hydraulijärjestelmän tehohäviöistä tapahtuu komponenteissa, kuten hydraulipumpuissa, -moottoreissa, -sylintereissä ja venttiileissä. Aina osa hydraulikomponenttiin tuodusta energiasta muuntuu häviöiden kautta lämmöksi. Vaikka tässä diplomityössä keskitytään tarkastelemaan häviöitä pumpuissa ja venttiileissä, esitellään tässä luvussa häviöitä kuvaavat yhtälöt myös hydraulimoottoreille ja -venttiileille.

3.2.1 Hydraulipumput

Hydraulipumpussa syntyvät häviöt vaikuttavat merkittävästi hydraulijärjestelmän kokonaishyötysuhteeseen, sillä pumppua pyöritetään yleensä koko työkonen käyntiajan, vaikkei toimilaitteita käytettäisi jatkuvasti. Kuitenkin tunnelinporauslaitteen poraushydrauliikan pumppujen tyhjäkäyntiaika on hyvin lyhyt, sillä laite asemoidaan tunnelin perälle dieselmoottorin avulla, ja voimayksikkö käynnistetään vasta porauksen yhteydessä. Lisäksi käytettäessä automaattimoodia voidaan koko porauskaavion mukainen poraussarja porata lähes tyhjäkäynnillä.

Hydraulipumpussa esiintyy vuotoja sekä kitkasta aiheutuvia mekaanisia häviöitä. Tällöin osa hydraulipumpun akselille tuodusta mekaanisesta tehosta muuntuu häviötehoksi. Hydraulipumpun antaman hydraulisen tehon ja sen akselille tuodun mekaanisen tehon suhdetta kutsutaan kokonaishyötysuhteeksi, ja se määritellään yhtälön 15 mukaisesti

$$\eta_{tp} = \frac{\Delta p \cdot Q}{T_p \cdot \omega_p} , \quad (15)$$

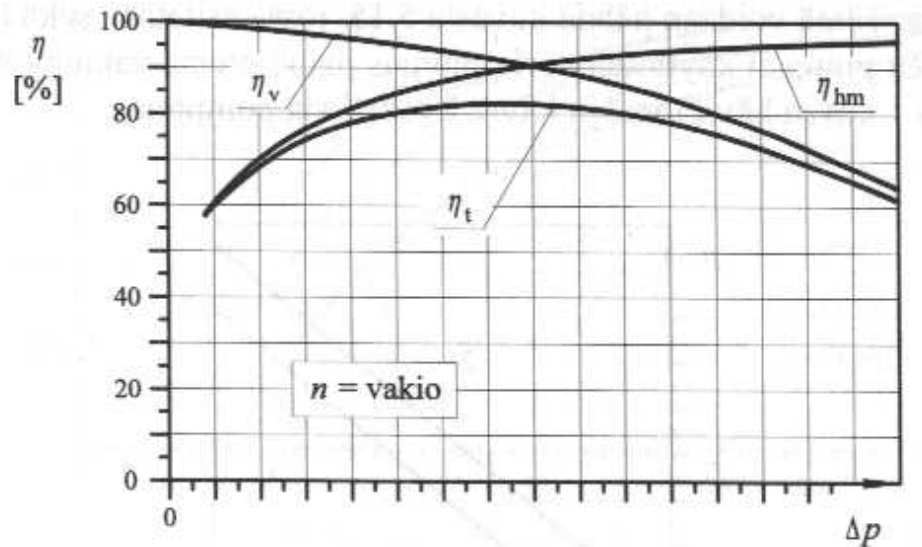
jossa η_{tp} on hydraulipumpun kokonaishyötysuhde [-], Δp on paine-ero pumpun yli [Pa], Q on pumpun tuottama tilavuusvirta [m^3/s], T_p on pumpun akselia pyörittävä vääntömomentti [Nm] ja ω_p on pumpun akselin kulmanopeus [rad/s]. Hydraulipumpun kokonaishyötysuhde voidaan määrittää myös volumetrinen ja mekaanishydraulisen hyötysuhteen avulla yhtälön 16 mukaisesti

$$\eta_{tp} = \eta_{volp} \cdot \eta_{mhp} , \quad (16)$$

jossa η_{volp} on hydraulipumpun volumetrinen hyötysuhde [-] ja η_{mhp} on hydraulipumpun mekaanishydraulinen hyötysuhde [-]. Volumetrinen hyötysuhde kuvaa hydraulipumpun vuodoista johtuvia tehohäviöitä. Se on voimakkaasti paineriippuvainen, sillä hydraulipumpun yli olevan paine-eron kasvaessa välysten kautta vuotaa enemmän öljyä. Hydraulipumpun pyörimisnopeus ei juurikaan vaikuta vuotojen suuruuteen, mutta vuodon suhteellinen osuus hydraulipumpun tuotosta on riippuvainen pyörimisnopeudesta. Mekaanishydraulinen hyötysuhde kuvaa sekä hydraulipumpun liikkuvien osien välillä olevien kitkojen aiheuttamia tehohäviöitä että öljyn viskoosikitkasta ja nopeuden muutoksista aiheutuvia tehohäviöitä. Se on riippuvainen paineesta siten, että mitä korkeampi paine-ero pumpun yli sitä parempi mekaanishydraulinen hyötysuhde. Tämä selittyy pumpun liikkuvien osien välisen voitelukalvon paksuuden kasvusta paine-eron kasvaessa, jolloin mekaaniset kitkat pienenevät. Mekaanishydraulinen hyötysuhde on myös hyvin pyörimisnopeusriippuvainen. Pienillä kierroksilla sen arvo on pieni lepokitkan vuoksi, mutta kasvaa huippuarvoonsa nopeasti voitelun parantuessa. Kierroksia yhtä

kasvatettaessa mekaanishydraulinen hyötysuhde pienenee, koska hydrauliset häviöt kasvavat. [6, ss. 78-80; 142-146]

Kuten jo todettiin, hydraulipumpun kokonaishyötysuhde koostuu volumetrisesta hyötysuhteesta ja mekaanishydraulisesta hyötysuhteesta yhtälön 16 mukaisesti. Näin ollen hydraulipumpuissa muodostuvat tehohäviöt ovat pienimmät, kun kokonaishyötysuhde on suurin. Kuvassa 10 on esitetty volumetrisen ja mekaanishydraulisen hyötysuhde sekä kokonaishyötysuhde pumpun yli olevan paineen funktiona, kun hydraulipumpun pyörimisnopeus on vakio.



Kuva 10. Hydraulipumpun kokonaishyötysuhteen riippuvuus paineesta. [6, s. 147]

Kuvan 10 mukaisesti hydraulipumpun kokonaishyötysuhdetta pienellä paine-erolla pienentää voimakkaasti hydromekaaniset häviöt, kun taas suurella paine-erolla vuotohäviöt ovat merkittävät. Hydraulipumpun pyörimisnopeuden ollessa vakio on olemassa jokin hydraulipumpun yli oleva paine-ero, jolla se toimii mahdollisimman häviöttömästi. Tavallisesti hydraulipumpun valmistaja ilmoittaa hyötysuhteen niin sanotulla simpukka-käyrällä, jolloin sen kokonaishyötysuhde on esitetty sekä pyörimisnopeuden että paine-eron funktiona. [6, s. 147-150]

Hydraulipumpun häviöteho on pumpun pyörittämiseen käytetyn mekaanisen tehon ja pumpun antaman hydraulisen tehon erotus. Kun tiedetään pumpun kokonaishyötysuhde tietyssä toimintapisteessä, saadaan pumpun häviöteho kyseisessä toimintapisteessä määritettyä yhtälön 17 avulla

$$P_{hp} = \Delta p \cdot Q \cdot \left(\frac{1}{\eta_{tp}} - 1 \right), \quad (17)$$

jossa P_{hp} on hydraulipumpun häviöteho [W], Δp on paine-ero hydraulipumpun yli [Pa], Q on hydraulipumpun tuottama tilavuusvirta [m^3/s] ja η_{tp} on hydraulipumpun kokonaishyötysuhde [-]. [6, s. 148-149]

3.2.2 Hydraulimoottorit

Hydraulimoottorin kokonaishyötysuhde voidaan määrittää siitä saatavan mekaanisen tehon ja siihen tuodun hydraulisen tehon osamäärän avulla yhtälön 18 mukaisesti

$$\eta_{tm} = \frac{T_m \cdot \omega_m}{\Delta p \cdot Q} , \quad (18)$$

jossa η_{tm} on hydraulimoottorin kokonaishyötysuhde [-], T_m on hydraulimoottorin akselilta saatava vääntömomentti [Nm], ω_m on hydraulimoottorin akselin kulmanopeus [rad/s], Δp on paine-ero hydraulimoottorin yli [Pa] ja Q on hydraulimoottorille tuotu tilavuusvirta [m^3/s]. Hydraulimoottorin kokonaishyötysuhde voidaan määrittää myös yhtälön 16 mukaisesti volumetrinen ja mekaanishydraulisen hyötysuhteen tulona. Koska hydraulipumput ja -moottorit ovat periaatteessa samanlaisia komponentteja, ovat hydraulimoottorin volumetrinen ja mekaanishydraulinen hyötysuhde ja edelleen myös kokonaishyötysuhde riippuvainen hydraulimoottorin yli olevasta paine-erosta ja sen pyörimisnopeudesta hydraulipumppujen yhteydessä kuvatulla tavalla. Tavallisesti hydraulimoottoreiden valmistajat ilmoittavat kokonaishyötysuhteen simpukkakäyränä, jossa on kuvattu kokonaishyötysuhde hydraulimoottorin yli olevan paine-eron ja sen pyörimisnopeuden funktiona. [6, s. 177-182]

Hydraulimoottorin häviöteho on siihen tuodun hydraulisen tehon ja siitä saatavan mekaanisen tehon erotus, mutta se voidaan määrittää myös kokonaishyötysuhteen avulla yhtälön 19 mukaisesti

$$P_{hm} = \Delta p \cdot Q \cdot (1 - \eta_{tm}) , \quad (19)$$

jossa P_{hm} on hydraulimoottorin häviöteho [W], Δp on paine-ero hydraulimoottorin yli [Pa], Q on hydraulimoottorille tuotu tilavuusvirta [m^3/s] ja η_{tm} on hydraulimoottorin kokonaishyötysuhde [-]. [6, s. 181-182]

3.2.3 Hydraulisyylinterit

Hydraulisyylinterin kokonaishyötysuhde saadaan hydraulisyylinteristä saatavan mekaanisen tehon ja siihen tuodun hydraulisen tehon osamäärästä. Hydraulisyylinteriltä saatava mekaaninen teho voidaan määritellä yhtälön 20 mukaisesti

$$P_{syl} = F_{syl} \cdot v_{mäntä} , \quad (20)$$

jossa P_{syl} on sylinteriltä saatava mekaaninen teho [W], F_{syl} on sylinteriltä saatava voima [N] ja $v_{mäntä}$ on sylinterin männän liikenopeus [m/s]. Hydraulinen teho määritellään paineen ja tilavuusvirran tulona, mutta sylinterin tapauksessa pitää huomioida, että sylinterin ulosvirtauskammiossa oleva paine vastustaa sylinterin liikettä. Näin ollen kaksitoimiseen hydraulisyylinteriin tuotu nettoteho voidaan määritellä yhtälön 21 mukaisesti

$$P_{hydsis} = Q_{sis} \cdot p_{sis} - Q_{ulos} \cdot p_{ulos} , \quad (21)$$

jossa P_{hydsis} on sylinteriin tuotu hydraulinen nettoteho [W], Q_{sis} on hydraulisyylinteriin tuotava tilavuusvirta [m^3/s], p_{sis} on paine hydraulisyylinterin sisäänvirtauskammiossa [Pa], Q_{ulos} on hydraulisyylinteristä poistuva tilavuusvirta [m^3/s], p_{ulos} on paine hydraulisyylinterin ulosvirtauskammiossa [Pa]. Näin ollen hydraulisyylinterin kokonaishyötysuhde voidaan määritellä yhtälön 22 mukaisesti

$$\eta_{tsyl} = \frac{F_{syl} \cdot v_{mäntä}}{Q_{sis} \cdot p_{sis} - Q_{ulos} \cdot p_{ulos}} , \quad (22)$$

jossa η_{tsyl} on hydraulisyylinterin kokonaishyötysuhde [-]. Hydraulisyylinterin häviöt koostuvat pääasiassa kitkoista hydraulisyylinterin tiivisteissä. Hydraulisyylinterin kokonaishyötysuhde voidaan määrittää myös kaavan 16 mukaisesti, mutta hydraulisyylintereitä pidetään lähes poikkeuksetta vuodottomina, jolloin volumetrinen hyötysuhde on 1. Kokonaishyötysuhteeseen vaikuttaa merkittävästi hydraulisyylinterin rakenne, pinnankarheudet, tiivisteet ja kammioissa vallitsevat paineet. Valmistajat ilmoittavat harvoin hydraulisyylinterien hyötysuhteita, jolloin laskelmissa joutuu käyttämään sivistyneitä arvioita tai tarkempia tuloksia vaadittaessa hyötysuhteet joudutaan mittaamaan. [6, s. 199-203]

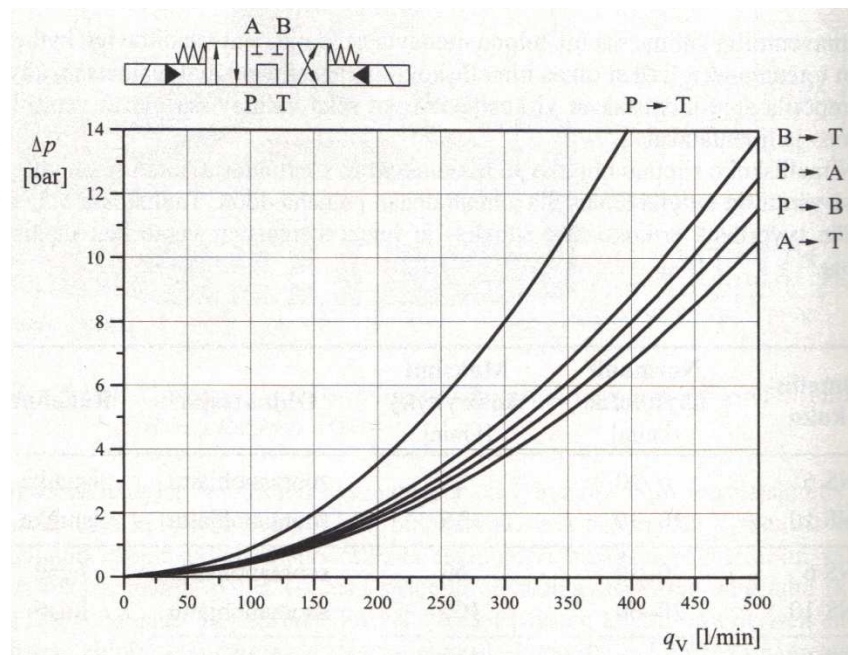
Hydraulisyylinterin häviöteho saadaan määritettyä kokonaishyötysuhteen avulla kaavan 23 mukaisesti

$$P_{hsyl} = (Q_{sis} \cdot p_{sis} - Q_{ulos} \cdot p_{ulos}) (1 - \eta_{tsyl}) , \quad (23)$$

jossa P_{hsyl} on hydraulisynterissä aiheutuva häviöteho [W]. Oletettavissa on, että po-raushydrauliikan osalta hydraulisynterissä tapahtuvat tehohäviöt ovat hyvin pieniä syöttösynterin alhaisen liikenoisuuden vuoksi. [6, s. 199-203]

3.2.4 Venttiilit

Suuntaventtiileillä ohjataan tilavuusvirran suuntaa toimilaitteille. Venttiilin virtauskanava kuristaa virtausta ja aiheuttaa näin painehäviön. Lisäksi kuristaminen nostaa paikallista virtausnopeutta siten, että virtaus muuttuu turbulentsiseksi lähes poikkeuksetta. Proportionaalisuuntaventtiilien yhteydessä painehäviö on vielä merkittävämpi, sillä virtausta kuristetaan halutun liikenoisuuden saavuttamiseksi. Venttiilien valmistaja ilmoittaa tavallisesti venttiilin ominaiskäyrästä, josta voi lukea venttiilissä aiheutuvan painehäviön tilavuusvirran funktiona venttiilin eri ohjausreunoille täydellä venttiilin avauksella. Kuvassa 11 on esitetty erään suuntaventtiilin ominaiskäyrästä.



Kuva 11. Suuntaventtiilin ominaiskäyrästä. [6, s. 252]

Ominaiskäyrästä perustuvat tietyille öljyn viskositeetin ja tiheyden arvoille, joten käyttöolosuhteiden poiketessa ilmoitetusta joudutaan luettuja arvoja korjaamaan tai määrittämään painehäviö kokeellisesti. [6, ss. 251-252]

4 Porauksen hydraulijärjestelmä

Tässä luvussa esitellään porauksen hydraulijärjestelmä käyttäen esimerkkinä nykyistä Sandvik DT1120i -porauslaitteen porauksen hydraulijärjestelmää. Porauslaitteen porauksen aikaisiin toimintoihin tarvittava hydraulijärjestelmä voidaan jakaa kangen pyöri-tyksen, iskun ja syötön osajärjestelmiin eli piireihin, mikä helpottaa sekä yksinkertaistaa poraushydrauliikan tarkastelua. Erillisenä piirinä tässä yhteydessä esitellään myös iskutaajuuden säädön piiri, joka on ominainen KHZ:aa käytettäessä. Koska KHZ toimisi teknisesti myös kangen pyöri-tyksen, iskun ja syötön piirien osalta nykyisellä hydraulijärjestelmällä, on tässä esitelty järjestelmä yksi ratkaisuvaihtoehto seuraavassa luvussa esiteltäviin hydraulijärjestelmätason ratkaisuvaihtoehtoihin. Hydrauliteknisestä näkökulmasta katsottuna vain iskutaajuuden säädön piiri jouduttaisiin lisäämään nykyiseen hydraulijärjestelmään KHZ:n saamiseksi toimintakuntoon. Iskutaajuuden säädön piiri esitellään tässä luvussa niin kuin se on toteutettu tällä hetkellä KHZ:n testilaitteessa. Kokonaisvaltaiseen porauksen hydraulijärjestelmän optimointiin energiatehokkuuden kannalta on kuitenkin tarvetta, sillä nykyisen järjestelmän energiatehokkuudessa on parantamisen varaa.

4.1 Kangen pyöri-tyksen piiri

4.1.1 Vaatimukset

Kangen pyöri-tyksen piirin tekniset vaatimukset on esitetty taulukossa kolme.

Taulukko 3. Kangen pyöri-tyksen piirin tekniset vaatimukset.

Normaali pyöri-tyspaine	40-100 bar
Maksimi pyöri-tyspaine	160 bar
Tilavuusvirta	0-110 l/min
Kangen pyöri-tyksen hydraulimoottorille menevän tilavuusvirran portaaton säätö.	
Pumpun ja venttiilin sähköinen ohjaus.	
Kangen pyöri-tyksen hydraulimoottorin vakaa pyörimisnopeus.	
Kangen pyörimissuunnan vaihto.	

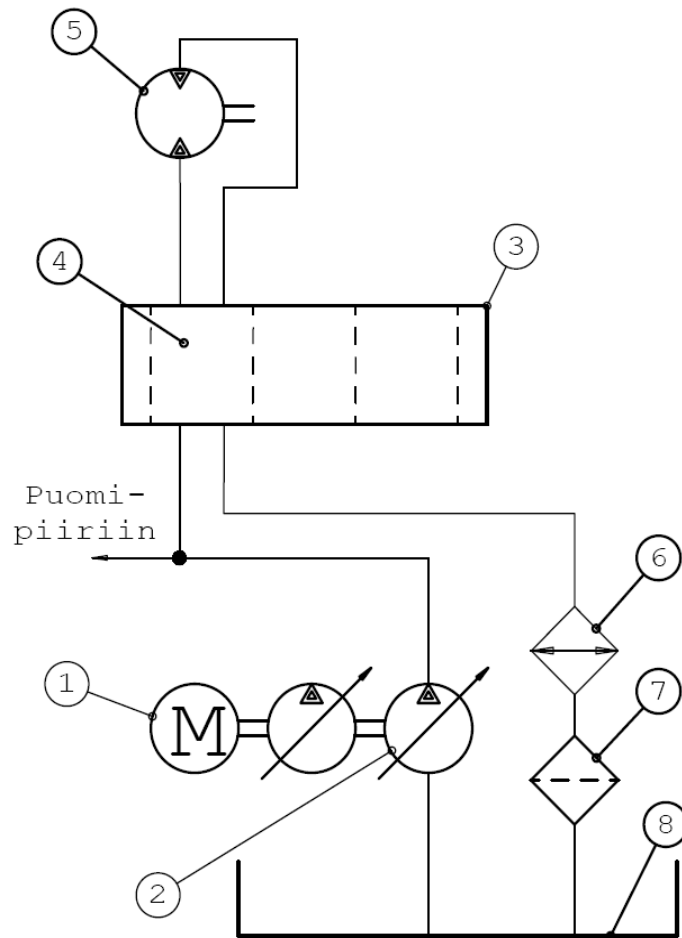
Kuten taulukosta kolme huomataan, normaali pyöri-tyspaine vaihtelee huomattavasti pyöri-tyksen piirissä. Järjestelmän paineesta merkittävä osa muodostuu virtaus- sekä komponenttikohtaisista häviöistä, mutta myös porakruunun ja kiven välisistä kitkoista, jotka vaihtelevat huomattavasti muun muassa kivilaadun ja reikäkoon mukaan. Pyöri-tykselle vaadittava tilavuusvirta ja sitä kautta pyöri-tyksen hydraulimoottorin kierrosnopeus vaihtelee huomattavasti, koska kierteytyksen yhteydessä pyöri-tyksen täytyy pystyä

pyörimään hitaasti tilavuusvirran ollessa enintään tällöin 10 l/min. Kierteytyksellä tarkoitetaan porakangen kiinnittämistä porakoneeseen tai porakruunun kangen pyöriksen hydraulimoottoria hitaasti pyörittämällä, jolloin kyseiset kappaleet liittyvät toisiinsa koneistettujen kierteiden avulla. Myös käytettävän porakruunun koko vaikuttaa tarvittavaan kangen pyöriksen tilavuusvirtaan, koska halkaisijaltaan suuremman porakruunun kehänopeus on suurempi samalla pyörimisnopeudella, jolloin porakruunun halkaisijan suurentuessa pitää pyörimisnopeutta vähentää. Kuitenkin porauksen aikana pyritään pyörimisnopeus pitämään vakiona aloitusporauksesta lähtien, jolloin tilavuusvirta asettuu välille 100-110 l/min. Pyöriksen pyörimisnopeus on likimain suoraan verrannollinen iskutaajuuteen, josta johtuen suurilla iskutaajuuksilla pyöriksen tilavuusvirtatarve on suuri. KHZ:n yhteydessä iskutaajuus on niin suuri, että kangen pyöriksen pyörimisnopeutta joudutaan rajoittamaan. Ideaalisessa tilanteessa pyörimisnopeus on niin suuri, että joka iskun välissä porakruunun nastat vaihtavat paikkaa halkaisijansa verran. Tämä kuitenkin tarkoittaisi sitä, että pyörimisnopeus olisi niin suuri, ettei nykyinen kalusto kestäisi sitä. Pumpun ja venttiilistön sähköinen ohjaus on välttämätön, koska porauslaitteen täytyy pystyä poraamaan koko katko täysin automaattisesti.

4.1.2 Kangen pyöriksen piirin nykyinen toteutus

Kangen pyöriksen piirin tilavuusvirtalähteenä toimii säätötilavuuksinen vinolevytyyppinen aksiaalimäntäpumppu, joka näkyy kuvassa 12 osanumerolla 2. Pumppua pyörittää teholtaan 75 kW sähkömoottori (1), jonka kanssa samalla akselilla on seuraavassa luvussa esiintyvä iskun pumppu. Kangen pyöriksen pumppua käytetään vakio painesäädettynä, mikä tarkoittaa, että pumppu pyrkii pitämään asetetun vakio paineen järjestelmässä tilavuusvirran tarpeesta riippumatta. Kyseinen painetaso on sähköisesti portaattomasti säädettävissä, mutta Sandvik DT1120i -porauslaitteessa se on oletusarvoisesti 140 bar.

Ennen kangen pyöriksen venttiiliä pumpulta lähtevässä linjassa on jakaja, joka jakaa hydraulioöljyn puomitoiminnoille sekä alustan toiminnoille, joilla tarkoitetaan laitteen hytin nostosylinteriä, maatumisylintereitä ja sekä vesi- että kaapelikelan hydraulimoottoreita. Alustan toimintoja ei käytetä porauksen aikana, jolloin vaatimusta kangen pyöriksen ja alustatoimintojen yhtä aikaisesta käytöstä ei ole. Sen sijaan puomitoimintoja täytyy pystyä käyttämään myös silloin, kun kangen pyöritys on käynnissä. Kangen pyöriksen ja puomitoimintojen yhtä aikaista käyttöä esiintyy lähinnä porauksen aloituksen yhteydessä, jolloin epätasainen kivipinta saattaa suistaa porakruunun pois halutusta asemasta.



Kuva 12. Kangerin pyöriksen piirin nykyinen toteutus.

Kangerin pyöriksen venttiili on mobileventtiiliasenteinen painekompensoitu proportionaalinen sähköisesti esiohjattu 6/3-suuntaventtiili, joka näkyy kuvassa 12 osanumerolla 3. Porauksen ohjauslohko (4) koostuu kangerin pyöriksen, iskun ja syötön ”mobileventtiililohkoista”, jotka on liitetty yhteen. Suuntaventtiiliä avataan sähköisen esiohjauksen avulla niin paljon, että saavutetaan haluttu vakio tilavuusvirta pyöriksen hydraulimoottorille. Kun paine-ero suuntaventtiilin yli pysyy vakiona, on sen läpäisemä tilavuusvirtakin vakio turbulenttisen virtauksen kuristussyhtälön nojalla, mikäli oletetaan öljyn tiheyden ja suuntaventtiilin virtauspoikkipinta-alan pysyvän vakiona. Ennen suuntaventtiiliä oleva painekompensaattori pitää paine-eron suuntaventtiilin yli vakiona, jolloin pyöriksen hydraulimoottorille (5) menevä tilavuusvirta saadaan vakioksi. Myös kuorman muutokset kompensoidaan painekompensaattorin avulla. Koska järjestelmä pitää vakioapaineen painekompensaattorin sisääntuloportilla, on painekompensaattorissa aiheutuva painehäviö hyvinkin suuri riippuen kangerin pyöriksen hydraulimoottorilla vallitsevasta kuormasta.

Kangerin pyöriksen paineletku venttiililtä syöttölaitteelle on kokoa 16 oleva hydrauliletku. Syöttölaitteen kohdalla hydrauliletku supistetaan kokoon 12, minkä kokoisena se jatkuu porakoneelle saakka. Pitkä hydrauliletku koostuu seitsemästä lyhyemmästä

letkusta, jotka on liitetty yhteen jatkoliittimillä. Näin ollen letkurikon sattuessa ei tarvitse vaihtaa koko linjaa venttiililtä hydraulimoottorille. Kangen pyörimyksen paluulinja on täysin vastaava verrattuna painelinjaan matkalla toimilaitteelta venttiilille. Venttiililtä öljy siirtyy kangen pyörimyksen, iskun ja syötön mobileventtiilistön yhteistä paluulinjaa pitkin paluulinjojen kokoojalle ja siitä jäähdyttimen (6) ja suodattimen (7) kautta takaisin hydraulioöljysäiliöön (8).

Kyseisellä tavalla toteutettu kangen pyörimyksen piiri ei ole järkevä, sillä se on paineohjattu, vaikka toimilaitteelle halutaan tietty tilavuusvirta. Paineohjaus voidaan perustella hyväksi ratkaisuksi vain puomipiirin kannalta, sillä se on todettu parhaiten toimivaksi vakiopainejärjestelmällä.

4.2 Iskun piiri

4.2.1 Vaatimukset

Iskun piirin tekniset vaatimukset on kirjattu taulukkoon 4. Kuten siitä huomataan,

Taulukko 4. Iskun piirin tekniset vaatimukset.

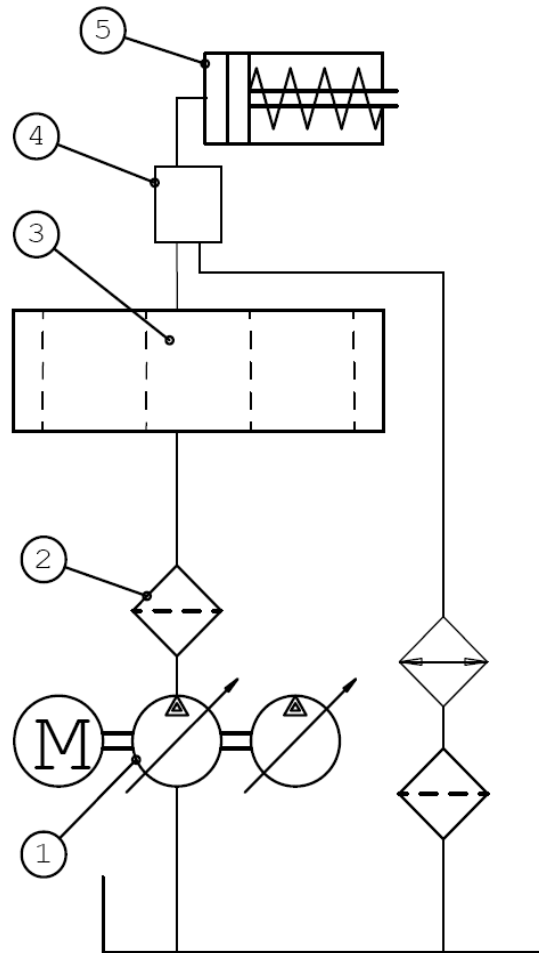
Normaali käyttöpainealue	110-230 bar
Tilavuusvirta	max. 140 l/min
Iskun painetasoa täytyy pystyä muuttamaan portaattomasti.	
Pumpun ja venttiilin sähköinen ohjaus.	
Vakaa iskun painetaso.	
Nopea tehonsyötön katkaisu porakoneelle vikatilanteissa.	

normaalin käyttöpaineen vaihteluväli on jopa yli 100 bar iskun piirissä. Iskun painetaso säädetään kaluston ja kivilajin mukaisesti tiettyyn arvoon, jota hienosäädetään porauksen aikana tarpeen vaatiessa. Porauksen aloitusvaiheessa tai lustatilanteen jälkeen paine on alhainen kasvaen lineaarisesti kohti täystehoporauksen tasoa porauksen edetessä. Iskua ei kuitenkaan käytetä alle 110 bar paineella. Tilavuusvirran tarve muodostuu vaadittavan paineen tarpeen mukaisesti, muttei ylitä taulukossa neljä esitettyä arvoa. Iskun toiminnan kannalta tärkeätä on vakaa, haluttu paine iskun toimilaitteella. Tehonsyöttö porakoneelle halutaan pystyä katkaisemaan nopeasti, jotta kalustovaurioilta vältytään. Myös iskun piirissä pumpun ja venttiilin sähköinen ohjaus on välttämätön, koska porauslaitteen täytyy pystyä poraamaan koko katko täysin automaattisesti.

4.2.2 Iskun piirin nykyinen toteutus

Iskun piirin hydraulipumppuna Sandvik DT1120i –porauslaitteessa on käytetty säätyvätilavuuksista vinolevytyyppistä aksiaalimäntäpumppua, joka on esitetty kuvassa 13 osanumerolla yksi. Myös iskun piirin pumppua käytetään vakiopainesäädettynä, jolloin

pumppu pyrkii pitämään asetetun vakiopaineen järjestelmässä tilavuusvirran tarpeesta riippumatta. Kyseinen säätötapa on hyvin perusteltavissa iskun piirin tapauksessa, sillä iskulle halutaan vakio paine.



Kuva 13. Iskun piirin nykyinen toteutus.

Pumpulta lähtevässä iskun linjassa on painesuodatin (2) ennen venttiiliä. Painesuodattimen tehtävänä on varmistaa iskulle menevän öljyn puhtaus, sillä porakoneessa käytetään pieniä välyksiä ja se on näin ollen myös likaherkkä. Painesuodatin ei ole ominainen vain tavalliselle porakoneelle vaan se tulee olla iskun linjassa myös KHZ käytettäessä. Energiatohokkuuden kannalta painesuodatin aiheuttaa painehäviön, mutta porakoneen toimintavarmuus on tätä tärkeämpää.

Iskun venttiili (3) on erityisesti i-sarjan porauslaitteisiin suunniteltu erikoismobile-venttiili, joka koostuu sähköisesti esiohjatusta, istukkatyypistä on/off-venttiilistä, jonka avulla iskun linja saadaan tarvittaessa nopeasti suljettua. Venttiilin rakenne mahdollistaa virtauksen lävitseen hyvin pienellä paine-erolla. Ennen on/off-venttiiliä virtaus haarautuu venttiilin sisäisiä kanavia pitkin syötön venttiilille. Venttiiliin on integroitu paineanturi, joka mittaa iskun painetta ja säättää pumppua sen mukaisesti. Kun iskun hydrauliletkuissa venttiililtä toimilaitteelle tapahtuva painehäviö tiedetään, voidaan pai-

neen mittaus toteuttaa jo venttiilillä. Tämä ratkaisu parantaa myös paineanturin kestävyyttä. Pumpulta pyydetty paine on siten halutun painearvon ja iskun hydrauliletkujen painehäviön summa.

Myös iskun piirissä putkisto koostuu venttiilin ja syöttölaitteen välillä kokoa 16 olevista hydrauliletkuista, joita on jatkettu jatkoliittimillä. Syöttölaitteen ja porakoneen välinen linja on kokoa 12. Poikkeuksena kangen pyöriksen linjaan, iskun paluulinja kulkee porakoneelta suoraan paluulinjojen kokoojalle ja siitä jäähdyttimen ja suodattimen kautta hydraulioyljysäiliöön. Iskun paluulinja ei siis kulje porauslohkon kautta.

Iskun piirin nykyinen toteutus on hyvin energiatehokas, sillä linjassa on vähän painehäviöitä aiheuttavia komponentteja. Olemassa olevat komponentitkin ovat optimoituja painehäviön kannalta. Myös iskun pumpun säätötapa on hyvin perusteltavissa toimilaitteen vakiopainetarpeella.

4.3 Syötön piiri

4.3.1 Vaatimukset

Syötön piirin tekniset vaatimukset on esitetty taulukossa viisi. Kuten siitä huomataan,

Taulukko 5. Syötön piirin tekniset vaatimukset.

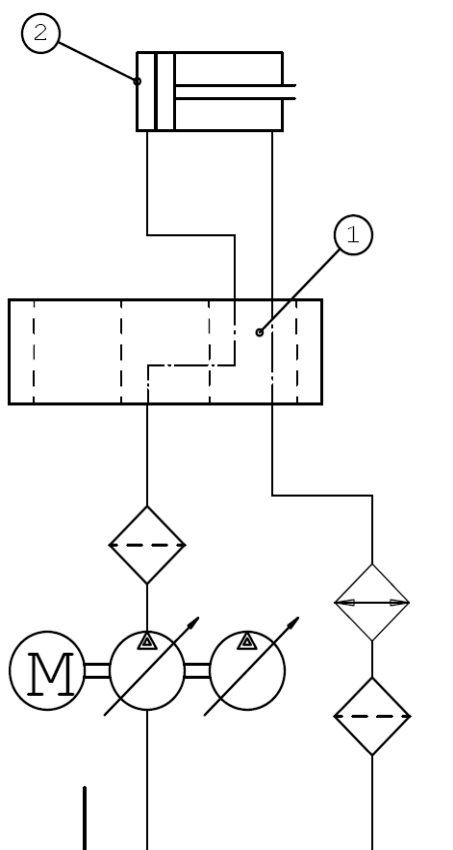
Normaali käyttöpaine	0-140 bar
Maksimi käyttöpaine	230 bar
Tilavuusvirta	0 – 70 l/min, poraus max. 15 l/min
Syötön hydraulisynterille tietty vakaa painetaso	
Pumpun ja venttiilin sähköinen ohjaus	
Syötön hydraulisynterin painetasoja täytyy pystyä muuttamaan	
Nopea syöttöliikkeen suunnanvaihto vikatilanteissa.	
Pikaliike taaksepäin – porakoneen nopea palautus ulos reiästä.	

normaali käyttöpaine vaihtelee merkittävästi syötön piirissä. Syötön hydraulisynterin männän puolella halutaan pitää tietty vakio painetaso, jonka suuruutta täytyy pystyä muuttamaan olosuhteiden mukaan. Syötön piirin paine riippuu muun muassa vallitsevasta kivilaadusta ja kalustosta. Porauksen aloitusvaiheessa syötön painetta kohotetaan ramppimaisesti kohti täystehoporauksen painetta. Erikoistilanteet, kuten lusta ja onkalo, vaikuttavat suuresti hetkelliseen syötön paineeseen. Lustatilanteessa porakruunu on vaarassa jäädä kiinni kiveen, jolloin syötön painetta kevennetään ja tarvittaessa syöttösynteriä ajetaan hieman taaksepäin. Onkaloon tultaessa syötön paine romahtaa äkillisesti ja syötön nopeus pyrkii karkaamaan, koska kivivastus häviää. Myös vaadittava tilavuusvirta ja sitä kautta syötön hydraulisynterin liikenoisuus vaihtelee huomattavasti, koska porauksen aloitusvaiheessa liikenoisuuden täytyy olla alhainen. Toisaalta taas pikaliikkeen aikana syötön hydraulisynterille menevän öljyn tilavuusvirraksi halutaan noin 70

l/min. Pikaliikkeellä tarkoitetaan syötön hydraulisylinterin nopeaa lineaariliikettä, jota useimmiten käytetään porakangen ja -kruunun ulosvetämiseen porausreiästä nopeasti. Pumpun ja venttiilin sähköinen ohjaus on välttämätön, koska porauslaitteen täytyy pysyä poraamaan koko katko täysin automaattisesti.

4.3.2 Syötön piirin nykyinen toteutus

Syötön piirin nykyinen toteutus on esitetty kuvassa 14. Iskun piiri haarautuu syötön piiriin, jota kautta syötön piiri saa öljyn. Tämä on perusteltua, koska poratessa syötön maksimitehon tarve on vain alle 5 % porauksen tehontarpeesta ja pikaliikkeen aikana iskua ei käytetä ollenkaan. Painesäädetty piiri sopii hyvin myös syötön piiriin, sillä syötölle halutaan vakio voima, joka on suoraan verrannollinen sylinterin yli olevaan paineroon.



Kuva 14. Syötön piirin nykyinen toteutus.

Syötön venttiili, joka on esitetty kuvassa 14 osanumerolla yksi, on lähes samanlainen verrattuna pyörityksen venttiiliin. Se koostuu pääosin mobileventtiiliiasenteisesta painekompensoidusta proportionaalisesta sähköisesti esiohjatusta 6/3-suuntaventtiilistä. Suuntaventtiiliä avataan sähköisen esiohjauksen avulla niin paljon, että sylinterin liikenoisuus hyvin pienellä kuormalla on sallituissa rajoissa. Tällöin painekompensoidun

karan asema rajoittaa syötön hydraulisylinterin ryntäämistä onkalotilanteessa, vaikka paine-ero suuntaventtiilin yli kasvaakin huomattavasti. Vakio painetaso säädetään sähköisesti säädettävällä proportionaalisella paineenrajoitusventtiilillä, joka asetetun painetason saavutettua keventää painetta painekompensaattorin toisella puolella niin, että painekompensaattori pyrkii sulkeutumaan. Näin ollen kompensaattori kuristaa syötön suuntaventtiilille menevää virtausta, ja saa aikaan vaadittavan painehäviön, jotta paine syötön hydraulisylinterin männän puolella saataisiin halutuksi. Lisäksi erona kangen pyörimyksen venttiiliin, syötön venttiilissä on omat shokkipainerajat A ja B-portin linjoissa.

Syötön piirissä käytetään kokoa 8 olevia hydrauliletkuja koko matkalla venttiililtä syötön sylinterille ja takaisin. Kuten pyörimyksen ja iskun piirissäkin, myös syötön piirissä linja koostuu seitsemästä jatkoliittimellä toisiinsa liitetystä hydrauliletkusta. Syötön paluulinja kulkee porauslohkon yhteisestä paluulinjasta paluulinjojen kokoojalle ja siitä jäähdyttimen ja suodattimen kautta tankkiin.

On hyvä huomioda, ettei nykyinen syötön ja iskun piirin toteutus mahdollista tilannetta, jossa syötön paine olisi iskun painetta korkeampi, koska iskun linjassa ei ole painekompensointia. Voidaan kuvitella erikoistilanne, jossa pitkäreikäporausta suoritettaisiin suoraan ylöspäin. Tällöin pelkästään pitkän porakangen massasta syöttösylinterin männän puolelle aiheutuva paine on huomattava, jolloin iskun painetta korkeammalle syötönpaineelle olisi tarvetta. Pitää huomioda myös, ettei syötön pikaliikkeen aikana käytetä iskua, jolloin iskun pumpun nykyinen maksimikierrostilavuus riittää varsin hyvin.

4.4 Iskutaajuuden säädön piiri

4.4.1 Vaatimukset

Iskutaajuuden säädön piirin tekniset vaatimukset on esitetty taulukossa kuusi.

Taulukko 6. Iskutaajuuden säädön piirin tekniset vaatimukset.

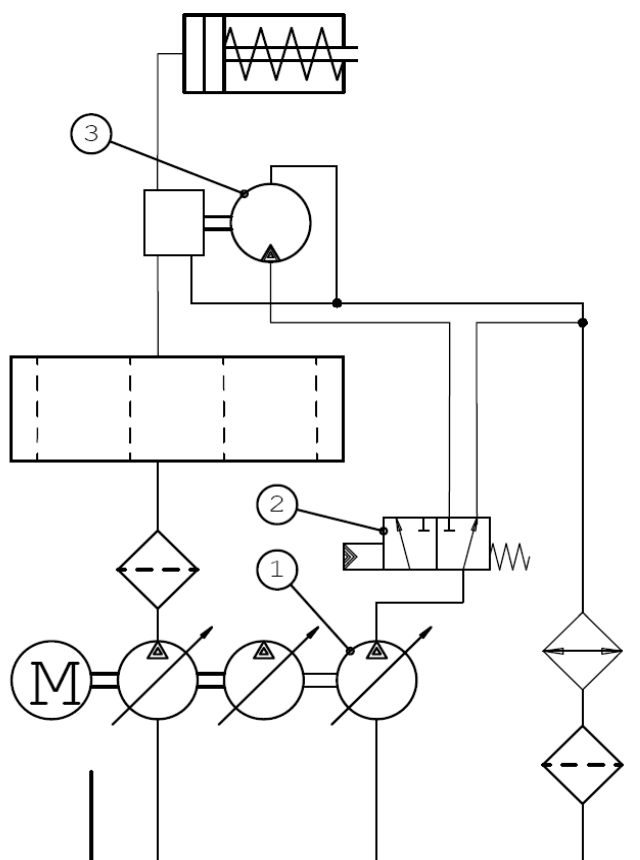
Normaali käyttöpaine	120-170 bar
Maksimi käyttöpaine	200 bar
Tilavuusvirta	tavallisesti 30, max. 40 l/min
Iskutaajuuden säädön hydraulimoottorille tietty vakaa pyörimisnopeus	
Pumpun ja venttiilin sähköinen ohjaus	
Iskutaajuuden säädön hydraulimoottorin pyörimisnopeutta täytyy pystyä muuttamaan	

Kuten taulukosta kuusi huomataan, normaali käyttöpaine vaihtelee hieman iskutaajuuden säädön piirissä, kuitenkin rajoittuen enintään 200 bariin. Iskutaajuuden säädön hydraulimoottorille halutaan tarkka, vakio pyörimisnopeus, jolloin sille tuotavan tilavuus-

virrinkin täytyy olla tarkka. Iskutaajuus riippuu muun muassa käytettävän kangen pituudesta, mutta normaalina yhden porakangen mittaisessa porauksessa tilavuusvirtatarve on noin 30 l/min. Tuotavaa tilavuusvirtaa täytyy pystyä muuttamaan, sillä pitkäreikäporauksen yhteydessä iskun taajuutta muutetaan hydraulimoottorin kierrosnopeutta muuttamalla. Pumpun ja venttiilin sähköinen ohjaus on välttämätön, koska porauslaitteen täytyy pystyä poraamaan koko katko täysin automaattisesti.

4.4.2 Iskutaajuuden säädön piirin nykyinen toteutus

Iskutaajuuden säädön piirin nykyinen toteutus on esitetty kuvassa 15.



Kuva 15. Iskutaajuuden säädön piirin nykyinen toteutus.

Hydraulipumppuna KHZ:n testilaitteessa on käytetty säätyvätilavuuksista vinolevytyyppistä aksiaalimäntäpumppua, joka on esitetty kuvassa 15 osanumerolla yksi. Muista piireistä poiketen iskutaajuuden säädön piirin pumpun säätimenä käytetään EP2ED-säädintä, jossa on sähköinen maksimikulman rajoitin ja paineleikkuri. Käytännössä paineleikkuri estää järjestelmän paineen nousun yli asetetun arvon pienentämällä pumpun kulmaa, mikäli paine uhkaa nousta yli asetetun arvon. Iskutaajuuden säädön piirissä paineleikkurin paineraja on asetettu hyvin korkealle, eikä se normaalitilanteessa vaikuta pumpun säätöön millään tavalla. Pumpun tuottamaa tilavuusvirtaa ohjataan säätämällä

pumpun maksimikulman rajoitinta, jolloin pumpun kulma on asetetussa maksimikulmassa, kun asetettua paineleikkurin rajaa ei ylitetä.

Kyseinen säätötapa iskutaajuuden säädön piiriin on perusteltavissa, koska hydraulimoottorille halutaan vakio pyörimisnopeus. Kuitenkin hydraulimoottorille kohdistuu vaihteleva kuorma, josta johtuen piirillä on taipumusta värähdellä nykyiselläkin järjestelmällä. Tämän diplomityön odotetaan esittävän uusia ratkaisuja värähtelyn hillitsemiseen.

Pumpulta lähtevässä iskutaajuuden säädön linjassa on ennen hydraulimoottoria (3) 3/2 -suuntaventtiili (2), jolla voidaan tarvittaessa pysäyttää iskutaajuuden säädön hydraulimoottori nopeasti ohjaamalla pumpulta tuleva virtaus suoraan hydraulioöljysäiliöön. Paluulinja iskutaajuuden säädön hydraulimoottorilta on samassa iskun paluulinjan kanssa hydraulisesti ohjatussa testilaitteessa.

Iskutaajuuden säädön piirissä käytetään kokoa 8 olevia hydrauliletkuja koko matkalla pumpulta toimilaitteelle. Paluulinjana on koon 16 hydrauliletku samassa iskun paluun kanssa paluulinjojen kokoojalle saakka. Kuten pyörityksen, iskun ja syötön piirissäkin, myös iskutaajuuden säädön piirissä linja koostuu seitsemästä jatkoliittimellä toisiinsa liitetystä hydrauliletkusta.

5 Poraushydrauliikan kehittäminen

Tässä luvussa kuvataan ensiksi poraushydrauliikan suunnitteluprosessia ja rajataan poraushydrauliikan toteutusmahdollisuuksia. Kaksi parasta poraushydrauliikan toteutusvaihtoehtoa esitellään tarkemmin ja poraushydrauliikan virtaushäviöiden laskentaan tarkoitettu malli esitellään. Lisäksi esitetään tulokset eri venttiilistövaihtoehtojen häviötehotarkastelusta sekä hydraulipumppuvaihtoehtojen hyötysuhdetarkastelusta. Lopuksi suoritetaan laadullinen analyysi eri hydraulijärjestelmä- ja hydraulipumppuvaihtoehtojen toehdoille.

5.1 Poraushydrauliikan suunnitteluprosessin kuvaus

Tässä diplomityössä suunniteltiin poraushydrauliikan toteuttamiselle erilaisia ratkaisuja yhteistyössä viiden eri hydrauliikan komponenttien toimittajan kanssa. Vaikka toimittajat olivat täysin tietämättömiä toistensa ratkaisuista, tuli esille monenlainen kirjo vaihtoehtoisia toteutustapoja. Toimittajille annettiin luvussa 4 esitetyt vaatimukset kullekin piirille, jonka toteuttamiseen he tarjosivat ratkaisuja. Työn edetessä vaatimuksia tarkennettiin niin, että puomipiiriin haluttiin ottaa öljy iskun piiristä. Tämä ratkaisu poisti painekompensaattorin tarpeen pyörityksen piiristä, jolloin pyöritystä voitaisiin käyttää suoraan sähköisesti tilavuusvirtaohjatulla pumpulla. Puomipiirin siirtäminen iskun piiriin oli myös perusteltua piirin säätötavan mukaan, sillä iskulle haluttiin vakio paine ja puomipiirin on todettu toimivan parhaiten vakiopainejärjestelmässä. Haittapuolena siirrossa on vain painekompensaattorin lisäämisen tarve iskun piiriin, sillä puomipiirin käyttöpainetaso on yleensä iskun painetasoa korkeampi. Kaikki esille tulleet syötön piiriin toteuttamisratkaisut perustuivat hyvin voimakkaasti jo olemassa olevaan syötön toteutukseen. Näin ollen syötön eri toteuttamisratkaisuiden välisiä häviötehoeroja ei tarkasteltu ollenkaan tämän työn osalta, koska merkittäviä eroja näiden osalta ei voitu olettaa syntyvän. Syötön piiriin öljy valittiin otettavaksi iskun piiristä, kuten nykyisessäkin toteutuksessa. Iskun painekompensointi lisää tässä tapauksessa myös syötön käytettävyyttä, sillä syötön paine voidaan tällöin nostaa yli iskun paineen sen häiriintymättä. Iskun painetta korkeampaa syötön painetta voidaan tarvita tietyissä erikoistilanteissa, kuten esimerkiksi suoritettaessa pitkäreikäporausta suoraan ylöspäin. Tällöin jo pelkästä kaluston massasta aiheutuu merkittävä syötön paine.

Hydraulipumppujen määrä vakiintui kolmeen, jolloin pyörityksellä ja iskutaajuuden säädöllä on oma pumppunsa. Iskulle, syötölle ja puomistolle öljy tuotetaan yhdellä pumpulla. Iskutaajuuden säädön pumppua voisi mahdollisesti käyttää täysin oma sähkömoottori tai se voitaisiin sijoittaa samalle akselille pyörityksen ja iskun pumppujen kanssa. Tähän sijoittamiseen ei otettu kantaa tämän diplomityön osalta.

Työssä päädyttiin lopulta hakemaan kangen pyöryksen, iskun ja syötön venttiilistön kokonaisratkaisua samalta toimittajalta. Iskutaajuuden säädön venttiilistö erotettiin tästä niin, että sen toimittaja voi olla eri kuin kangen pyöryksen, iskun ja syötön venttiilistön toimittaja. Pumppuvaihtoehtojen sen sijaan annettiin varioida vapaasti eli voitiin olettaa mahdolliseksi ottaa kolme eri pumppua täysin eri valmistajalta. Työssä tuli esille viisi erilaista mahdollista tapaa toteuttaa kangen pyöryksen, iskun ja syötön hydraulijärjestelmä. Näiden yksinkertaistetut hydraulikaaviot on esitetty liitteessä 4. Niin ikään iskutaajuuden syötölle tuli esille viisi erilaista toteuttamisvaihtoehtoa, joiden yksinkertaistetut hydraulikaaviot löytyvät liitteestä 5. Luvussa 5.2 esitetään tarkemmin kaksi teoreettisen tarkastelun perusteella parhaaksi todettua tapaa toteuttaa niin kangen pyöryksen, iskun ja syötön kuin iskutaajuuden säädönkin hydraulikka.

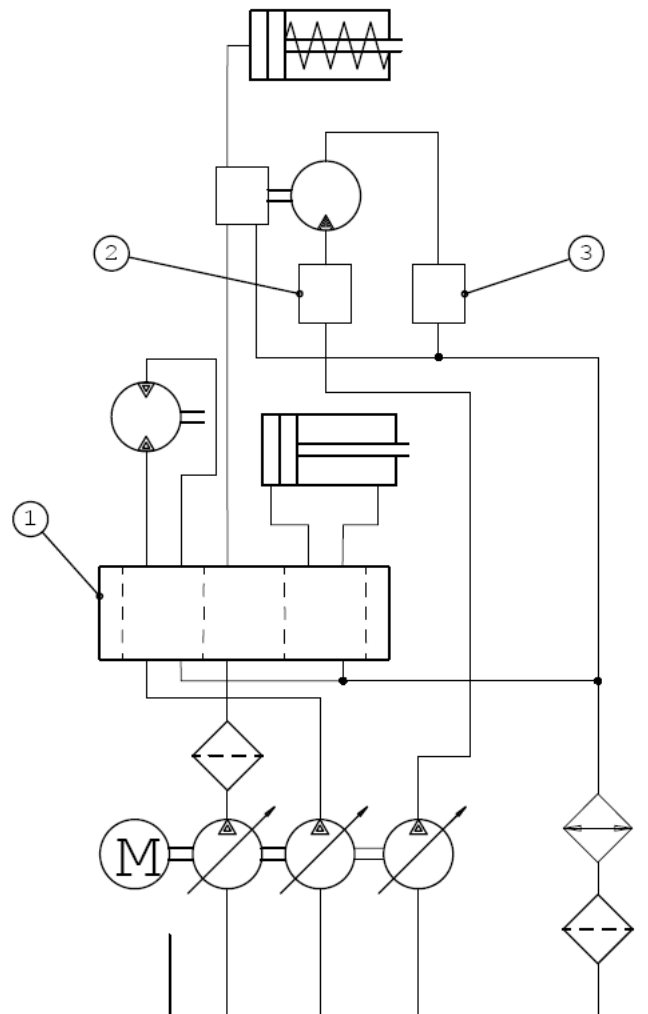
5.2 Poraushydrauliikan toteuttaminen

Tässä luvussa esitellään kaksi teoreettisen tarkastelun perusteella parhaaksi todettua vaihtoehtoa poraushydrauliikan toteuttamiseksi.

5.2.1 Vaihtoehto 1

Poraushydrauliikan yhtenä toteutusvaihtoehtona esitellään kangen pyöryksen iskun ja syötön toteutus, jonka yksinkertaistettu hydraulikaavio on esitetty liitteessä 4 sivulla 2. Tähän yhdistetään iskutaajuuden säädön toteutusvaihtoehto, joka on esitetty liitteessä 5 sivulla 4. Näin ollen saadaan kuvan 16 yksinkertaistetussa hydraulikaaviossa esitetty poraushydrauliikan toteutusvaihtoehto.

Kangen pyöryksen, iskun ja syötön osalta tämä vaihtoehto on kehitetty nykyisen porauslohkon pohjalta. Osanumerolla 1 esitetty venttiilistö koostuu yhä yhteen liitetyistä ”mobileventtiililohkoista”. Kangen pyöryksen osalta venttiilistö on vastaava kuin nykyinen, paitsi ilman painekompensaattoria. Sen poistaminen ja puomipiirin hydrauliohjauksen siirtäminen iskun piiriin mahdollistavat kangen pyöryksen hydraulimoottorin pyörimisnopeuden ohjaamisen suoraan hydraulipumpun tuottoa ohjaamalla. Tällöin kangen pyöryksen suuntaventtiiliä käytettäisiin ainoastaan pyörimissuunnan vaihtamiseen ja normaalitilanteessa tätä voitaisiin pitää täysin auki. Venttiilistö mahdollistaa myös kangen pyöryksen ohjauksen toteuttamisen sähköisellä tai hydraulisella kuormantunnolla, sillä se sisältää tarvittavat kuormantuntokanavat. Ohjausvaihtoehdon valintaan ei tässä diplomityössä oteta tarkemmin kantaa, mutta venttiilistön valmistajan edustaja kertoi pumpun tilavuusvirtaohjauksen olevan energiatehokkaampi ja jopa tarkempi tapa ohjata kangen pyöryksen hydraulimoottorin pyörimisnopeutta kuin sähköinen kuormantunto.



Kuva 16. Poraushydrauliikan toteutusvaihtoehto 1.

Iskun toteutuksessa puomipiirin linjan siirtäminen iskun piiriin lisäsi painekompensaattoritarpeen. Venttiilistö koostuu nykyisen iskun venttiilistön istukkatyyppisen, on/off-venttiilin lisäksi ohjattavasta painekompensaattorista, joka kompensoi paineen nousun, mikäli puomiston tai syötön painepyynti nousee yli iskun painepyyntiin. Normaalitylanteessa painekompensaattori pidetään täysin avoimena, mikä aiheuttaa hyvin vähäisen painehäviön. Painekompensaattoria käytetään ohjaamaan sähköhydraulisesti mikä mahdollistaa iskun painetasen säädettävyyden. Hydraulipumppu on ja pysyy vakioainesäädettynä eikä tämän säätötavan muuttamiseen ole tarvetta.

Syötön venttiilistön perusosa ei eroa mitenkään nykyisen venttiilistön toteutuksesta. Kuitenkin painekompensaattorin lisääminen iskun linjaan mahdollistaa iskun painetta korkeamman syötön paineen, mikä ei ole nykyisessä toteutuksessa mahdollista. Syötön venttiilistön yhteyteen on saatavilla erityinen syötönhallintaventtiilistö, joka mahdollistaa syötön hydraulisylinterin ryntäämisen estämisen onkalotilanteessa. Tämän avulla voidaan myös keventää syöttöä luomalla vastapainetta sylinterin männänvarren puolel- le. Tämä ominaisuus on tarpeellinen, kun porataan pitkäreikäporausta suoraan alaspäin.

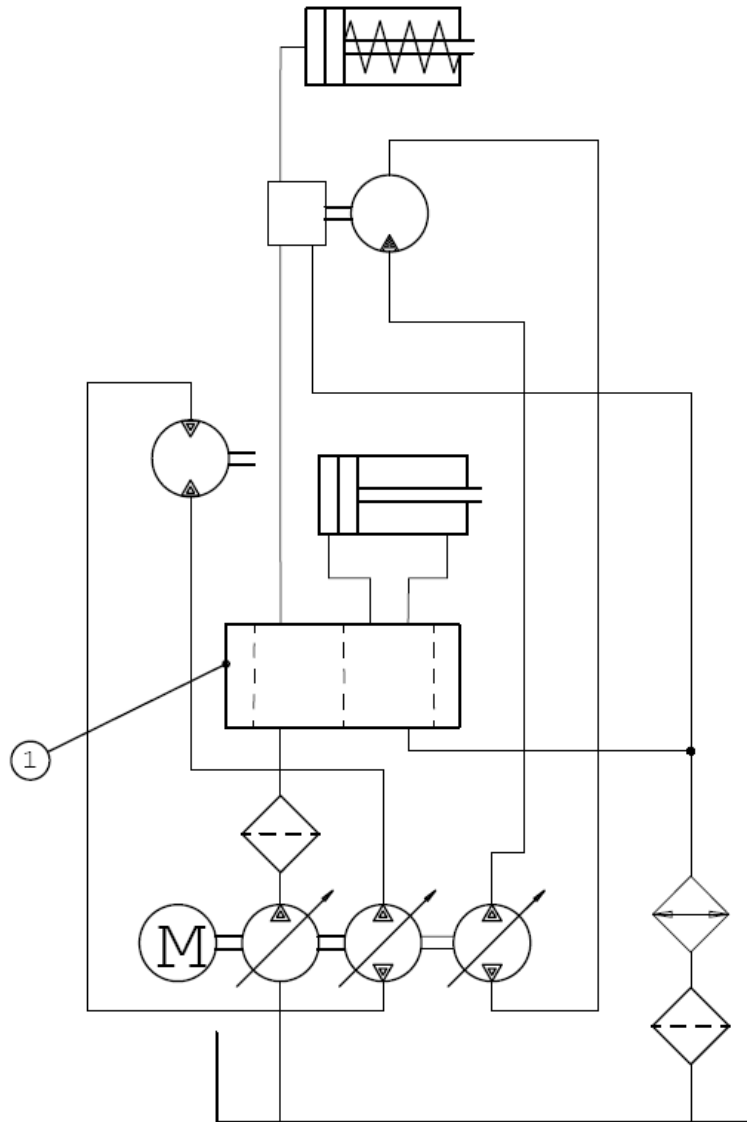
Tällöin kaluston massasta aiheutuu merkittävä syöttövoima, joka saattaa kasvaa haluttua suuremmaksi ilman syötönhallintaventtiilistöä.

Iskutaajuuden säädön toteutusvaihtoehto perustuu nykyisessä toteutuksessa havaitun värähtelyn hillitsemiseen. Uusi toteutusvaihto koostuu painelinjassa olevaan sekvenssiventtiiliin (2) sekä paluulinjassa olevaan kuormanlaskuventtiiliin (3). Nämä venttiilit on tarkoitus viedä mahdollisimman lähelle hydraulimoottoria. Sekvenssiventtiili avautuu vasta, kun tietty syöttöpaine on saavutettu ja sulkeutuu paineen laskiessa. Näin ollen hydraulimoottorin kuormituksen pienentyessä painelinjan paine pysyy likimain vakiona eikä värähtele kuormituksen muutoksen mukana, mikä stabiloi linjaa. Paluulinjan kuormanlaskuventtiili avautuu päästäten paluuvirtauksen hydraulioöljysäiliöön vasta, kun tietty paine paluulinjassa on saavutettu. Tämä hillitsee hydraulimoottorin ryntäystä, mikäli kuormitus kevenee. Kuormanlaskuventtiili on yhteydessä painelinjaan pilottilinjan kautta, jolloin paineen noustessa painelinjassa kuormanlaskuventtiili avautuu pienemmällä paluulinjan paineella. Näin ollen kuormituksen kasvaessa paluulinjan paine pienenee, mikä kompensoi kuormituksen kasvua. Ongelmaksi toteutusvaihtoehdossa voi tulla oikeiden pilottisuhteiden löytäminen ja järjestelmän käytännön toimivuus. Hydraulipumppuna voidaan käyttää tilavuusvirtaohjattua pumppua.

5.2.2 Vaihtoehto 2

Poraushydrauliikan toisena toteutusvaihtoehtona esitellään kangen pyörimisen iskun ja syötön toteutus, jonka yksinkertaistettu hydraulikaavio on esitetty liitteessä 4 sivulla 5. Lisäksi esitellään iskutaajuuden säädön toteutusvaihtoehto, joka on esitetty liitteessä 5 sivulla 5. Näin ollen saadaan kuvan 17 yksinkertaistetussa hydraulikaaviossa esitetty poraushydrauliikan toinen toteutusvaihtoehto.

Kangen pyöriminen on toteutettu suljettuna piirinä, jolloin hydraulimoottorilta palaava hydraulioöljy ohjataan suoraan hydraulipumpun imukanavaan. Lämmönsiirtoa, hydraulioöljyn kunnossapitoa ja vuotojen kompensoimista varten varsinaisen pumpun rinnalla on pienikierrostilavuuksinen huuhtelupumppu, joka pumppaa hydraulioöljyä hydraulioöljysäiliöstä suljetun piirin matalapainepuolelle ja sieltä edelleen huuhteluventtiilin kautta takaisin hydraulioöljysäiliöön. Kangen pyörimisen suunnanvaihto ja pyörimisnopeuden muuttaminen onnistuu ohjaamalla pumpun vinolevyä sähköisesti. Vain yksi toimittaja esitti suljetun piirin ratkaisua kangen pyörimiseen, jolloin mahdollisia pumppuvaihtoehtojakin tuli esille vain yksi. Kyseiseen pumppuun ei saa integroitua huuhteluventtiiliä vaan erillinen huuhteluventtiili tulee sijoittaa vapaasti valittavaan kohtaan piirissä.



Kuva 17. Poraushydrauliikan toteutusvaihtoehto 2.

Iskun ja syötön hallinta perustuu uudentyyppiseen, kuvassa 17 osanumerolla 1 esitettyyn venttiilistöön, joka on vasta valmistajan prototyypituote. Venttiilistö koostuu kahdesta ”mobileventtiililohkosta”, joilla on yhteinen painelinja ja paluulinja. Iskun venttiilistö koostuu pääosin sähköisesti ohjatusta proportionaalisesta suuntaventtiilistä, jota ohjataan tarvittaessa. Normaalisti iskun paineen ollessa korkeampi kuin syötön paine suuntaventtiiliä voidaan pitää täysin auki. Venttiilistöön on integroitu painelähtetimet niin suuntaventtiilin sisäänmenevälle kuin ulostulevallekin virtaukselle. Mikäli syötön paine nousee yli iskun painepyynnin, tämä havaitaan paineen nousuna iskun suuntaventtiilin ulostulovirtauksen painelähtetimen kautta, jolloin suuntaventtiiliä suljetaan hieman paineen tasoittamiseksi. Näin ollen myös mahdollinen painekompensointi toteutetaan sähköisesti ohjaamalla proportionaalista suuntaventtiiliä. Iskun paluulinjaa ei ole järke-

vää viedä venttiilistön läpi vaan tämän linjan voi viedä suoraan hydrauliojlsäiliöön. Iskun venttiilistössä on lisäksi lisäksi paineenrajoitusventtiili estämässä paineen nousun yli asetetun arvon.

Syötön venttiilistössä on omat sähköisesti ohjatut proportionaaliset suuntaventtiilit toimilaitteelle menevälle virtaukselle ja sieltä palaavalle virtaukselle. Tämä mahdollistaa esimerkiksi ryntäämisen estämisen onkalotilanteessa sekä syöttövoiman keventämisen porattaessa pitkäreikäporausta suoraan alaspäin. Meno- ja paluuvirtaukselle on omat painelähtimet, mutta menovirtauksen suuntaventtiilin sisään tulopainetta varten on vain yksi painelähtin yhdessä iskun kanssa. Myös syötön painekompensointi toteutetaan suuntaventtiilejä ohjaamalla painelähtimistä saadun painetiedon perusteella. Iskun ja syötön ohjaaminen kyseisellä venttiilistöllä on monimutkaista ja vaatii kattavan ohjelmiston toimiakseen. Kuitenkin tämä tarjoaa myös paljon mahdollisuuksia vastata porauksen erikoistilanteisiin. Myös tässä toteutusvaihtoehdossa iskun, syötön ja puomiston hydraulipumpun säätötapa on vakiopainesäätö.

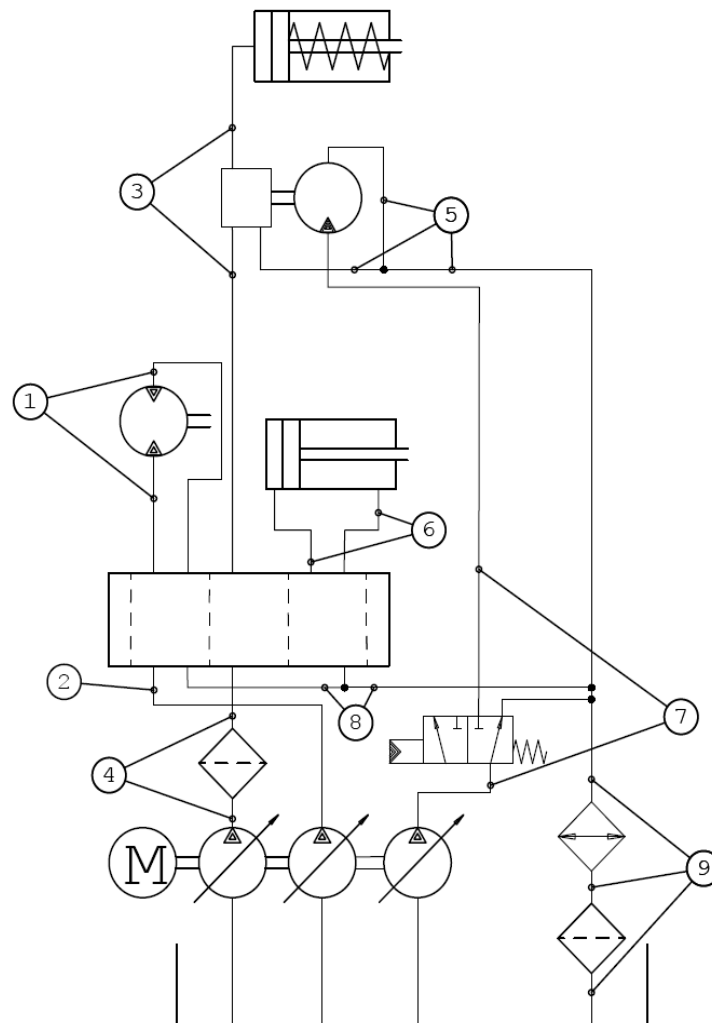
Iskutaajuuden säädön toteutus perustuu suljettuun piiriin. Se mahdollistaa vastapaineen luonnin paluuvirtauslinjaan, mikä stabiloi vaihtelevasta kuormituksesta johtuvaa paineen vaihtelua. Kaikissa esille tulleissa pumppuvaihtoehdoissa huuhteluventtiilin voi integroida suoraan pumppuun, jolloin pumpun ja hydraulimoottorin välillä on ainoastaan hydrauliletkut. Tilavuusvirran tuottoa ohjataan pumpun vinolevyn kulmaa sähköisesti ohjaamalla myös tarvittaessa negatiivisille kulmille, mikä vaihtaa hydraulimoottorin pyörimissuunnan. Kuitenkaan pyörimissuunnan vaihtoa ei pitäisi tarvita iskutaajuuden säädössä.

5.3 Virtaushäviöt porausjärjestelmässä

Virtaushäviöiden osalta tässä työssä tarkastellaan kuvassa 18 esitetyn yksinkertaistetun hydraulikaavion mukaista yhdeksää putkisto-osuutta, joista poraushydrauliikka koostuu. Todellisuudessa putkiston koko ja pituus vaihtelevat riippuen porauslaitteeseen valitusta puomi-, syöttölaite- sekä porakonetyypistä. Tarkasteltavan Sandvik DT1120i -porauslaitteen puomityypiksi valittiin TB150i, syöttölaitetyypiksi TF 5i-21 ja porakonetyypiksi RD520, jolloin letkupituudet sekä -koot ovat pisimmät ja suurimmat mahdolliset. Putkisto-osuudet pyrittiin jakamaan ensisijaisesti toimilaittekohtaisesti, mutta esimerkiksi kahden toimilaitteen yhteinen paluuletku aiheutti tarpeen jakaa putkisto useampaan osaan. Esimerkiksi iskun painepuolen letkussa kulkee täysin erisuuruinen tilavuusvirta verrattuna paluuletkuun, sillä iskun ja iskutaajuuden säädön paluuvirtaus kulkee samaa letkua pitkin. Laskennan yksinkertaistamiseksi putkisto porauslohkolta syötön hydraulisylinterille ja takaisin katsottiin yhdeksi osuudeksi, vaikka tilavuusvirrat paine- ja paluuletkuissa ovat erisuuret syöttösylinterin yksipuoleisesta männänvarresta johtuen. Tästä aiheutuu virhe virtaushäviölaskentaan, mutta tämä voidaan olettaa muiden yksinkertaistuksien joukossa lähes merkityksettömäksi.

Virtaushäviölaskennassa ei huomioitu hydraulipumppujen imuletkuissa tapahtuvia häviöitä, sillä ne oletettiin hyvin pieniksi verrattuna muiden putkisto-osuuksien häviöi-

hin. Letku- ja putkimutkia ei huomioitu kertavastushäviössä, sillä mutkien kaarevuussäteet riippuvat esimerkiksi puomin asennosta, jolloin laskenta olisi mennyt liian monimutkaiseksi. Myöskään komponenttien, kuten suodattimien ja venttiilien, sekä näiden letkuliitoskohtien aiheuttamaan kertavastushäviötä ei huomioitu. Sen sijaan letkujen ja putkien jatkaminen jatkoliittimillä huomioitiin laskennassa. Liitostyyppinä porauslaitteen hydrauliputkistossa käytetään 37° JIC-liitosta. Virtaushäviölaskennassa käytettyjen hydrauliletkujen ja -putkien koot ja pituudet sekä liittimistä aiheutuneiden kertavastusten kertavastuskertoimet on esitetty liitteessä 1 putkisto-osuuksittain.



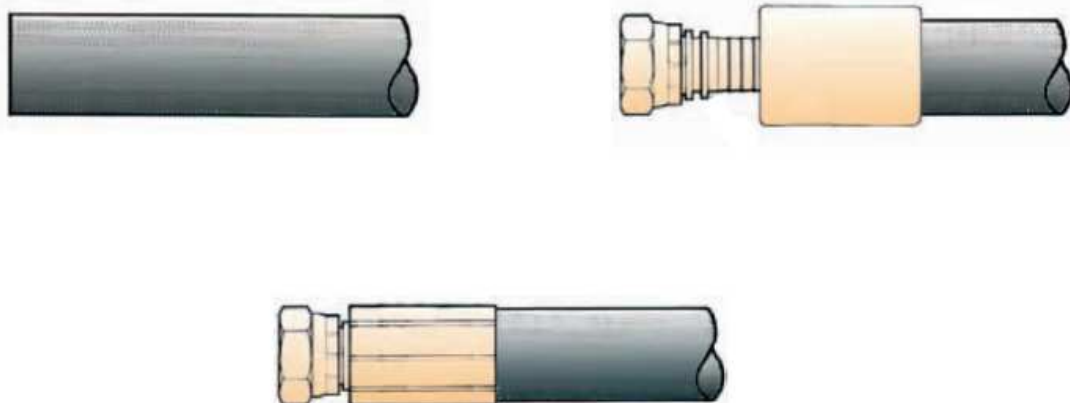
Kuva 18. Virtaushäviölaskennassa käytetyt putkisto-osuudet.

Virtaushäviöiden määrittämiseen käytettiin Mathcad-ohjelmistolla rakennettua virtaushäviömallia, joka esitellään seuraavassa luvussa.

5.3.1 Porausjärjestelmän virtaushäviömalli

Virtaushäviömallin kullekin putkisto-osuudelle muodostuu kertavastus- ja putkivirtaushäviöitä. Kertavastushäviöt aiheutuivat hydrauliletkujen ja -putkien supistusjatkoliitoksissa sekä jatkoliitoksissa, joissa virtauspoikkipinta-ala muuttui. Jatkoliitinnippojen koko ja lukumäärä luettiin Sandvik DT1120i -porauslaitteen hydraulikaavioihin liittyvistä osaluetteloista, jonka jälkeen liitinten tarkat sisähalkaisijat luettiin valmistajan tuotesitteestä eli lähteestä 8. Kertavastuskertoimet määritettiin lähteessä 9 esitetyn teorian avulla. Varsinaisen jatkoliitinnipan ja hydrauliletkuun puristusliitoksella asennetun liitimen rajapinta oletettiin häviöttömäksi, sillä näiden sisähalkaisijat olivat likimain yhtä suuret. Puristusliitoksen tekemistä hydrauliletkuun havainnollistaa kuva 19, josta huomataan, että liitimen hydrauliletkun sisälle työntävä kara aiheuttaa sisähalkaisijan muutoksen. Tämä huomioitiin kertavastuksena, ja kertavastuskerroin laskettiin niin sisäänmenevälle kuin ulostulevallekin virtaukselle. Luonnollisesti myös supistusjatkoliitinnipan sisällä tapahtuva virtauspoikkipinta-alan muutos huomioitiin kertavastuksena.

Sandvik DT1120i -porauslaitteen poraushydrauliikan alustan osuudella käytetään myös muutamaa hydrauliputkea. Hydrauliputken ja jatkoliitinnipan liitostapa on erilainen verrattuna hydrauliletkuun, sillä liitos tehdään hydrauliputken ulkopintaan tulevan kiristysholkin ja vaippamutterin avulla. Näin ollen liitoskohtaan putken sisäpuolelle ei tule karaa eikä sisähalkaisija muutu, jolloin ei synny painehäviöitäkään. Hydrauliputken ja -letkun liitoskohdassa huomioitiin hydrauliletkun puristusliitoksen karasta aiheutuva kertavastushäviö sekä mahdollinen supistusjatkoliitinnipan virtauspoikkipinta-alan muutoksesta johtuva kertavastushäviö.



Kuva 19. Puristusliitoksen tekeminen hydrauliletkuun. [10, s. 196]

Putkivirtaushäviöiden laskennassa käytettiin luvussa 3.1.1 esitettyjä yhtälöitä. Hydrauliöljyksi valittiin Sandvik Mining and Construction Oy:n porauslaitteissa yleisimmin käytetty Shell Tellus S2 M 68. Käytön aikainen hydrauliöljyn lämpötila porauslaitteissa on noin 50-60 celsiusastetta, jolloin laskelmissa käytettäväksi hydrauliöljyn lämpötilaksi valittiin 55°C. Hydrauliöljyn kinemaattinen viskositeetti luettiin luvussa 5.3.3 esitet-

tävästä kuvasta 20, jolloin arvoksi saatiin 35 cSt. Virtaukselle laskettiin Reynoldsin luku yhtälön 1 mukaisesti ja oletettiin tämän muuttuvan askelmaisesti laminaarisesta turbulenteiksi Reynoldsin luvun arvolla 2300. Laminaarisen virtauksen kitkavastuskerroin määritettiin yhtälön 6 mukaan ja turbulenteisen virtauksen kitkavastuskerroin yhtälön 8 mukaisesti.

5.3.2 Virtaushäviömallin laskennan tulokset

Eri putkisto-osuuksien painehäviöt määritettiin syöttämällä alkuarvot, kuten esimerkiksi hydrauliletkun sisähalkaisija, virtaushäviömalliin. Tilavuusvirtaa putkisto-osuuksien lävitse varioitiin ja lasketut painehäviöt kirjattiin ylös. Tulosten laajuuden vuoksi ne esitetään numeerisesti liitteessä 2 ja graafisesti liitteessä 3.

Painehäviötarkastelu tehtiin täysin teoreettisesti eikä pidä olettaa, että esimerkiksi putkisto-osuudesta numero 6 ajettaisiin missään tapauksessa lävitse 200 l/min hydraulioöljyä. Jo pelkästään putkisto-osuuden painehäviö olisi tuolloin yli 340 bar. Painehäviöt esitetään numeerisesti tarkasti liitteessä 2, mutta liitteen 3 graafisessa esityksessä painehäviön esittäminen jouduttiin rajoittamaan 80 bariin, koska muuten muutaman barin painehäviöt eivät olisi näkyneet esityksessä lainkaan.

Odotetusti putkistosta aiheutuneet painehäviöt olivat huomattavasti suurempia verrattuna jatkoliittimistä aiheutuneisiin kertavastuksiin. Todellisuudessa kertavastusten osuus olisi huomattavasti suurempi, kun huomioitaisiin käytetyt taivutussäteelliset liittimet ja putkiston mutkat. Putkisto-osuuksissa esiintyneet virtausnopeudet luvussa 4 esitetyillä kunkin piirin tilavuusvirtavaatimuksilla olivat suositusten mukaisia eikä näin ollen tarvetta putkiston uudelleenmitoitukselle löytynyt. Huomionarvoista kuitenkin on syötön tilavuusvirran huomattavan suuri vaihtelu, joka hankaloittaa oikean letkukoon määrittämistä. Syötön putkistosta aiheutuva painehäviö normaalissa poraustilanteessa asettuu muutamaan bariin, mutta pikaliikkeen aikana se nousee jo yli 50 bariin. Myös pyörimisen ja iskun hydrauliletkujen koon pienentäminen syöttölaitteen ja porakoneen välisellä matkalla aiheuttaa painehäviöitä, mutta käytännön syiden vuoksi tämän välin hydrauliletkunippu on haluttu pitää mahdollisemman pienenä painehäviöiden kustannuksella. Yleisesti hydrauliletkujen ja -putkien painehäviöitä saadaan pienennettyä valitsemalla suurempi, mutta samalla myös merkittävästi kalliimpi letku tai putki.

5.3.3 Hydraulioöljyn lämpötilan vaikutus virtaushäviöihin

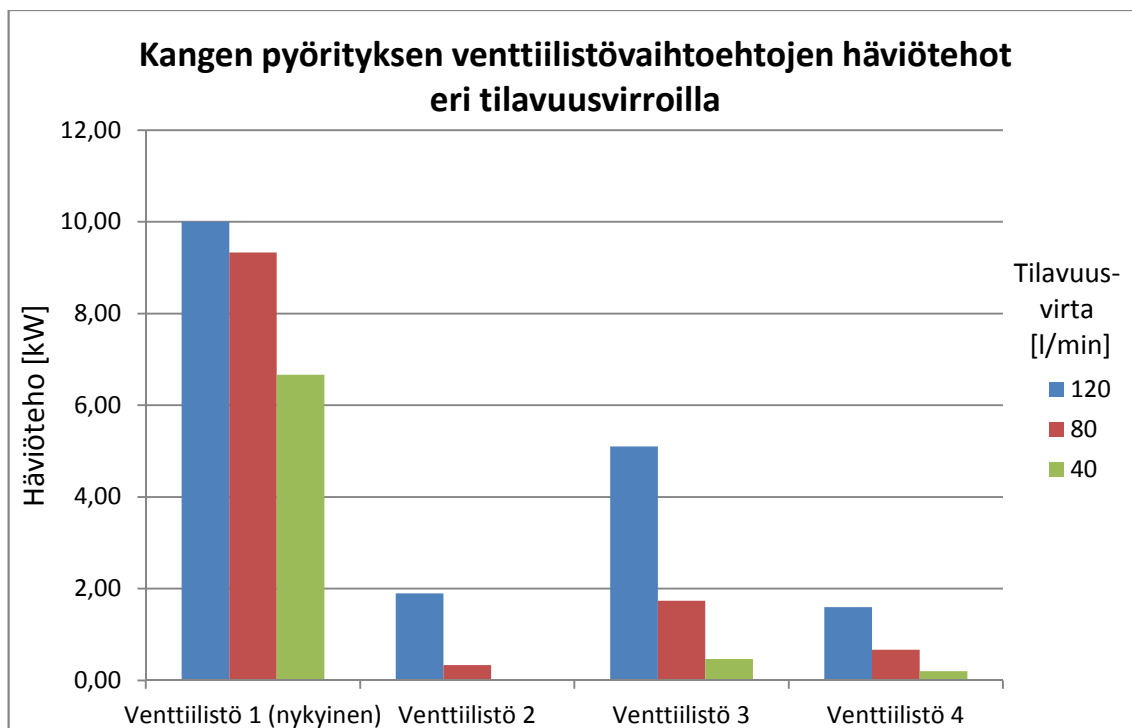
Porauslaitteen hydraulijärjestelmän ja -nesteiden lämpötila on työskentelyn aloitusvaiheessa tyypillisesti sama kuin vallitsevan ympäristön lämpötila. Riippuen vallitsevasta ilmasto-olosuhteesta hydraulioöljyn lämpötila voi olla hyvinkin alhainen. Hydraulioöljyn kinemaattinen viskositeetti on hyvin lämpötilariippuvainen, jolloin alhainen lämpötila tarkoittaa korkeata kinemaattisen viskositeetin arvoa. Hydraulioöljyn kinemaattisen viskositeetin ollessa korkea aiheutuu virtauskanavissa, kuten hydrauliletkuissa, normaalia käyttölämpötilaa suurempi painehäviö. Tämä on helppo todentaa luvussa 3.1 esitetyn

hydrauliletkussa kahdella eri hydraulioöljyn lämpötilan arvolla, kun tilavuusvirran oletetaan olevan 100 l/min. Shell Tellus S2 M 86 –tyypin hydraulioöljyn kinemaattinen viskositeetti on noin 35 cSt 55 celsiusasteen lämpötilassa, jolloin hydrauliletkun painehäviö on noin 0,85 bar. Kun lämpötila lasketaan 10 celsiusasteeseen, saadaan kuvasta 20 luetua hydraulioöljyn kinemaattiseksi viskositeetiksi noin 450 cSt, jolloin painehäviön arvoksi saadaan laskettua noin 6,5 bar. Näin ollen hydraulioöljyn lämpötilan vaikutus painehäviöihin on merkittävä.

5.4 Venttiilistön häviöt

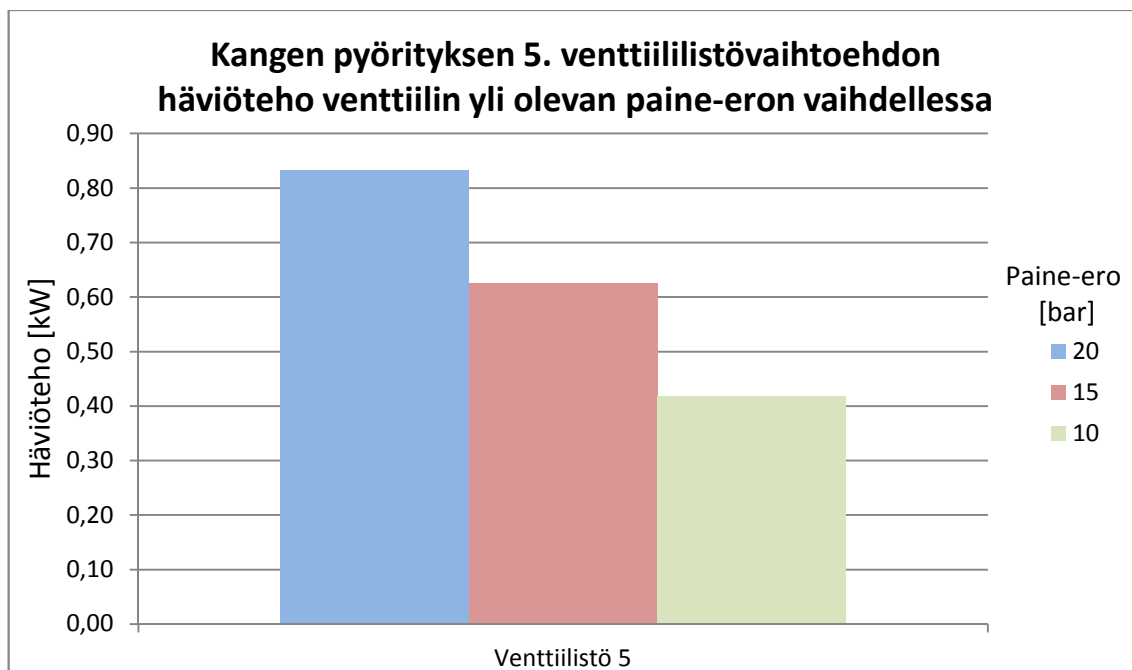
5.4.1 Kangen pyöritys

Venttiilistöllä tarkoitetaan tässä yhteydessä liitteissä 4 ja 5 esiintyviä kangen pyörityksen, iskun, syötön ja iskutaajuuden säädön eri toteutusvaihtoehtoihin liittyviä venttiileitä. Vaihtoehtoisten venttiilistöjen häviötehoja tarkasteltiin kullekin piirille ominaisessa, kolmessa eri toimintapisteessä. Kangen pyörityksen piirin venttiilistövaihtoehtojen 1-4 häviötehoa tarkasteltiin tilavuusvirroilla 120, 80 ja 40 l/min kuvan 21 mukaisesti. Venttiilistövaihtoehdossa 1 eli nykyisessä pyörityksen venttiilistössä häviötehoa aiheutuu merkittävästi painekompensaattorista. Häviöteho määritettiin teoreettisesti niin, että syöttöpaine pidettiin vakiona 140 barissa, kun kuormanpaine sai arvoja 90, 70 ja 40 bar vastaavilla tilavuusvirroilla 120, 80 ja 40 l/min. Venttiilistövaihtoehdoissa 2-4 painehäviö ja sitä kautta häviöteho määritettiin valmistajan ilmoittamista käyrästäistä. Kuten kuvasta 21 huomataan, venttiilistövaihtoehto 1:n häviöteho on jopa yli 5-kertainen verrattuna muihin vaihtoehtoihin tilavuusvirrasta riippumatta. Venttiilistövaihtoehto 3:ssa häviötehoa lisää hieman liian pieni suuntaventtiili, joka aiheuttaa merkittävän painehäviön. Venttiilistövaihtoehtojen 2 ja 4 häviötehot eivät juuri eroa toisistaan. Sopivalla venttiilistövalinnalla päästäisiin jopa yli 8 kW tehon säästöön pelkästään kangen pyörityksen piirin osalta.



Kuva 21. Kangen pyörityksen venttiilistövaihtoehtojen häviötehot tilavuusvirran vaihdelllessa.

Kangen pyörityksen 5. ratkaisuvaihtoehto perustuu suljettuun piiriin. Suljetussa piirissä ei ole varsinasta venttiilistöä vaan esimerkiksi pyörimissuunnan vaihto toteutetaan ajamalla suljetun piirin hydraulipumpun vinolevy negatiivisille kulmille. Suljettu piiri vaatii kuitenkin huuhtelua lämmönvaihdon ja hydraulioöljyn kunnossapidon kannalta. Huuhtelu toteutetaan tuottamalla pienellä, vakio-tilavuuksisella huuhtelupumpulla tilavuusvirtaa suljetun piirin matalapainelinjaan, ja siitä edelleen huuhteluventtiilin kautta hydraulioöljysäiliöön. Huuhteluun kuluva hydraulinen teho on täysin häviötehoa. Kangen pyörityksen venttiilistövaihtoehto 5 pidettiin huuhteluventtiiliä, josta häviöteho määritettiin hieman erilailla verrattuna muihin venttiilistövaihtoehtoihin. Koska huuhtelupumpun tuotto on vakio, voidaan olettaa huuhteluventtiilin läpäisemän tilavuusvirran pysyvän vakiona. Sen sijaan paine-ero huuhteluventtiilin ylitse voi vaihdella riippuen matalapainelinjan painetasosta. Kuvassa 22 on määritetty häviöteho kolmella eri paine-erolla huuhteluventtiilin ylitse, kun tilavuusvirran on oletettu pysyvän vakiona 25 l/min. Huomataan, että huuhtelusta aiheutuva häviöteho on pieni ja pysyttelee alle yhdessä kilowatissa.

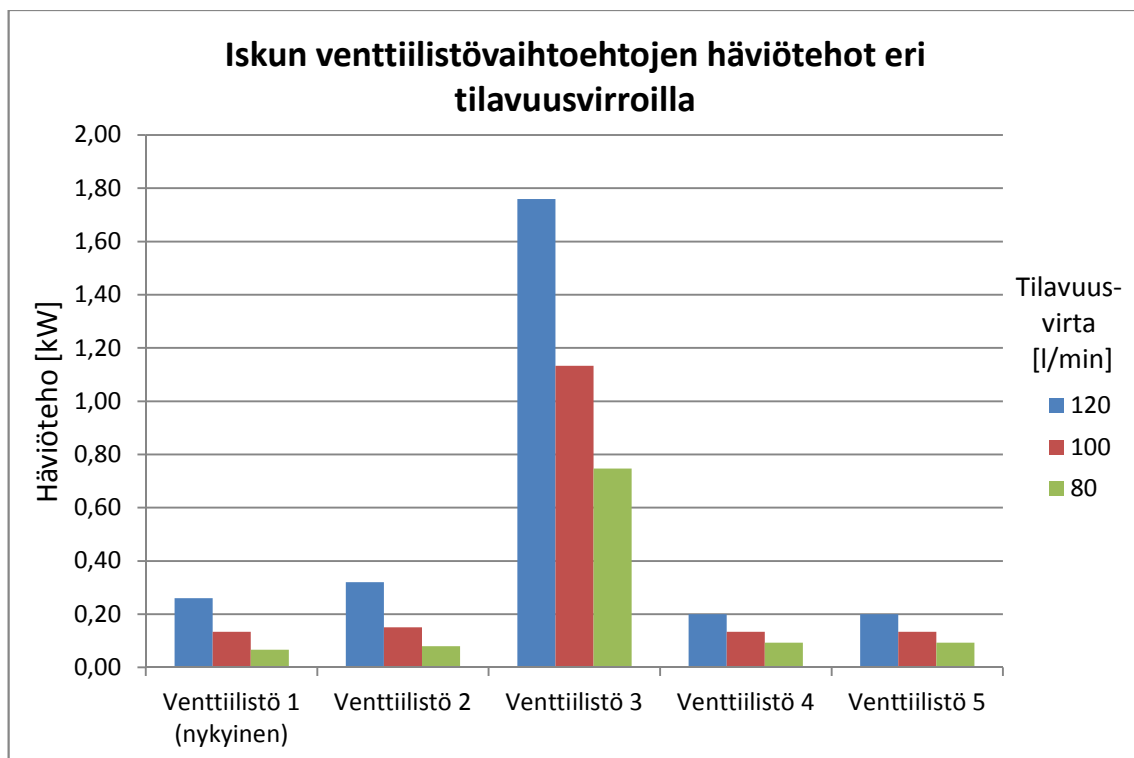


Kuva 22. Kangen pyörityksen venttiilistövaihtoehto 5 häviötehot.

Tulokset venttiilistövaihtoehtojen häviötehoista eivät ole suoraan verrattavissa koko piirin kokonaishäviötehoon, sillä siihen vaikuttaa suuresti myös hydraulipumpun hyötysuhde ja säätötapa. Tulokset kuitenkin kertovat mitä suuruusluokkaa kangen pyörityksen eri toteutusvaihtoehtoihin liittyvien venttiilistöjen häviötehot voivat todellisuudessa olla.

5.4.2 Isku

Iskun venttiilistövaihtoehtojen häviötehojen tarkastelun tulokset on esitetty kuvassa 23. Heti voidaan todeta, että 3. venttiilistövaihtoehdon häviöteho on huomattavasti muita vaihtoehtoja suurempi, muttei kuitenkaan merkittävän suuri verrattuna poraushydrauliikan kokonaistehoon. Huomion arvoista on verrata iskun venttiilistövaihtoehtoja 1 ja 2, sillä nämä ovat muuten samoja, paitsi että vaihtoehtoon 2 on lisätty ohjattava painekompensaattori. Voidaan todeta, että ohjattavan painekompensaattorin lisääminen iskun piiriin aiheuttaa hyvin vähäisen tehohäviön. Kun verrataan vielä kangen pyörityksen venttiilivaihtoehtojen 1 ja 2 häviötehoja, joissa ensimmäisessä on painekompensaattori ja toisessa se on poistettu, voidaan todeta 2. venttiilistövaihtoehdon aiheuttavan huomattavasti vähemmän häviöitä, kun tarkastellaan kangen pyörityksen ja iskun venttiilistöä aiheuttavia kokonaishäviötehoja.



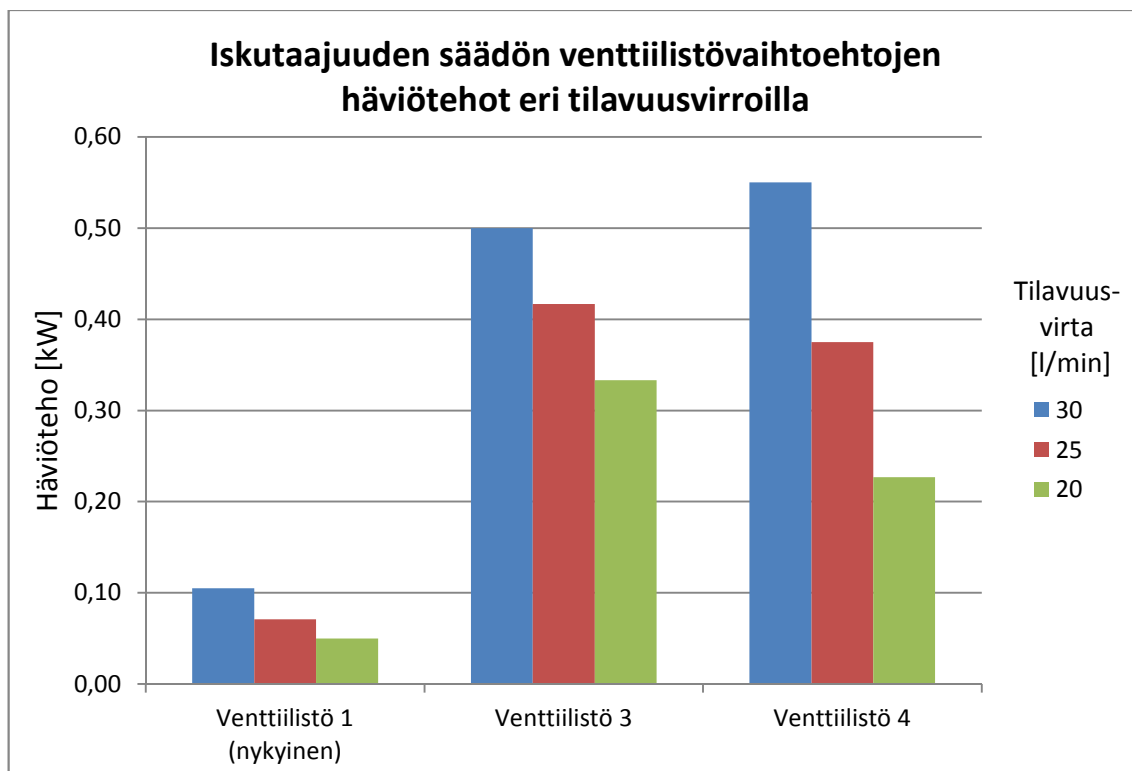
Kuva 23. Iskun venttiilistövaihtoehtojen häviötehot eri tilavuusvirroilla.

Kuvassa 23 esitetyt venttiilistövaihtoehdot 4 ja 5 ovat täysin samat iskun osalta, mutta nämä on selvyyden vuoksi esitetty erikseen.

5.4.3 Iskutaajuuden säätö

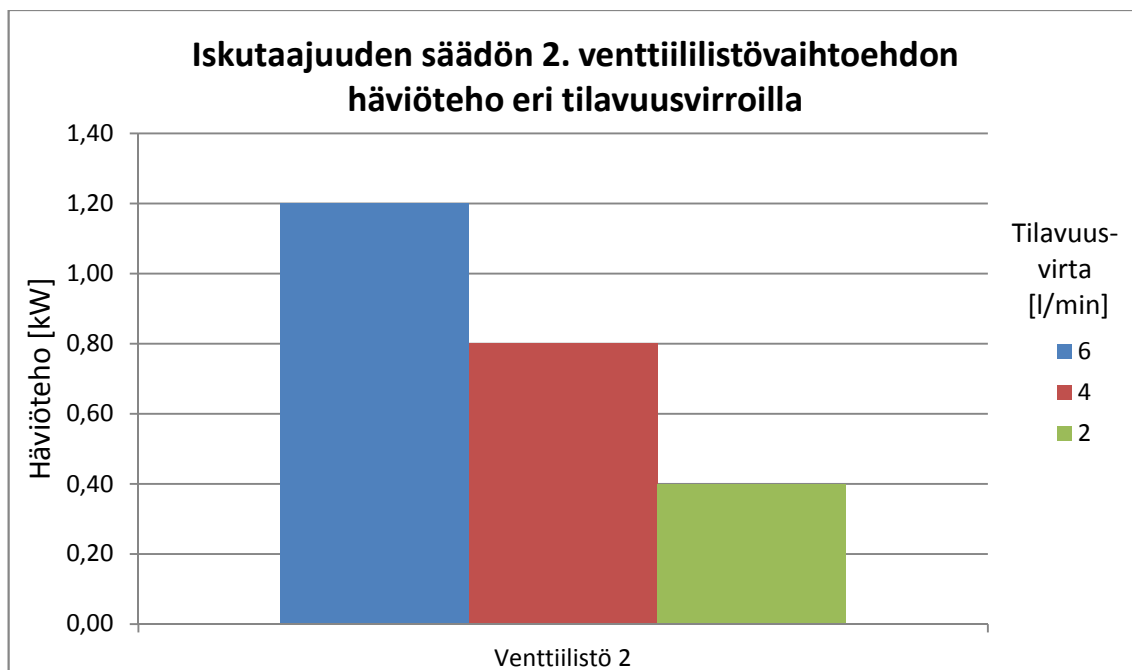
Iskutaajuuden säädön venttiilistöjen häviötehoja jouduttiin analysoimaan kolmella eri tavalla. Venttiilistöjen 1, 3 ja 4 häviötehot perustuvat olettamukseen, että lähes koko pumpun tuotto ajetaan venttiileistä lävitse. Venttiilistöissä aiheutuvat tehohäviöt laskettiin kolmella eri tilavuusvirralla ja tulokset näkyvät kuvassa 24. Kuten siitä huomataan, venttiilistön 1 tehohäviö on selkeästi muita pienempi. Kuitenkin kaikkien näiden kolmen venttiilistön tehohäviötä voidaan pitää pienenä.

Näiden kolmen venttiilistön välisiä häviötehoja tarkasteltaessa pitää ottaa huomioon venttiilistöjen eri käyttötarkoitus. Venttiilistövaihtoehto 1 on on/off-tyyppinen, ja sitä käytetään vain järjestelmän vapaakierron toteuttamiseen. Sen sijaan venttiilistövaihtoehtoilla 3 ja 4 luodaan vastapaine hydraulimoottorin paluulinjaan, jolloin paluuvirtauksen venttiilien hydraulinen häviöteho riippuu suuresti haluttavan vastapaineen painetasosta.



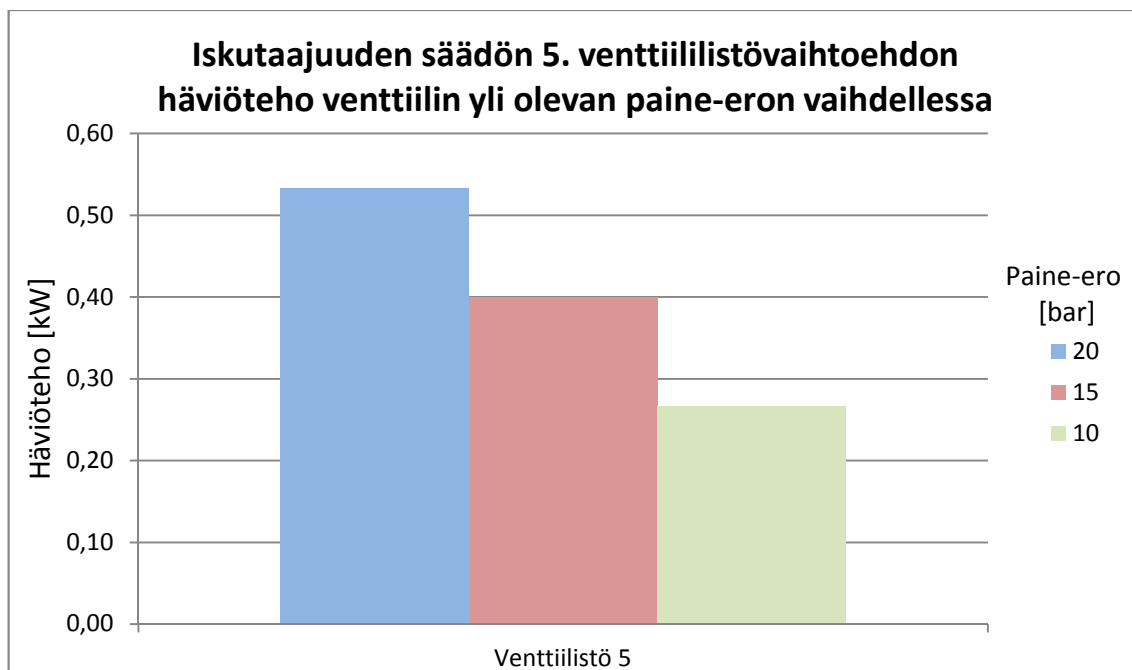
Kuva 24. Iskutaajuuden säädön venttiilistövaihtoehtojen häviötehot eri tilavuusvirroilla.

Iskutaajuuden säädön 2. venttiilistövaihtoehtoon toiminta perustuu ohivirtaukseen, jossa pieni osa hydraulipumpulla tuotetusta tilavuusvirrasta ohjataan venttiilin kautta suoraan hydrauliohjaisiin. Järjestelmän ideana on saada nopeampi vaste toimilaitteelle menevän tilavuusvirran vaihteluiden kompensoimiseksi kuin mitä saataisiin hydraulipumppua säätämällä. Ohivirtaus aiheuttaa häviötehon, joka riippuu venttiilin läpäisemästä tilavuusvirrasta ja sen yli olevasta paineesta. Kuvassa 25 on arvioitu ohivirtaukseen kuluva häviöteho kolmella eri tilavuusvirralla olettaen venttiilin yli olevan paineen pysyvän vakiona 120 barissa. Venttiilistöihin 3 ja 4 verrattuna voidaan venttiilistössä 2 syntynyt tehohäviö arvioida liki kaksinkertaiseksi. Täytyy kuitenkin huomioda, ettei todellisuudessa käytettävästä ohivirtauksen tilavuusvirrasta ole tietoa, jolloin venttiilistöissä aiheutuvia tehohäviötä on hankala verrata keskenään. Likimain 1 kW tehohäviötä voidaan kuitenkin pitää pienenä.



Kuva 25. Iskutaajuuden säädön 2. venttiilistövaihtoehdon häviötehot eri tilavuusvirroilla.

Iskutaajuuden säädön 5. toteutusvaihtoehto on vastaava kuin kangen pyörityksen 5. toteutusvaihtoehto eli suljettu piiri. Niin ikään iskutaajuuden säädön 5. venttiilistövaihtoehtona pidetään huuhteluventtiiliä. Kuvassa 26 on määritetty häviöteho kolmella eri paine-erolla huuhteluventtiilin ylitse, kun tilavuusvirran on oletettu pysyvän vakiona 16 l/min. Huomataan, että huuhtelusta aiheutuva häviöteho on pieni ja pysyttelee suurimmillaan likimain puolessa kilowatissa. Näin ollen iskutaajuuden säädön 5. venttiilistövaihtoehdon tehohäviöt ovat samaa luokkaa 3. ja 4. venttiilistövaihtoehdon kanssa.



Kuva 26. Iskutaajuuden säädön 5. venttiililistövaihtoehdon häviötehot venttiilin yli olevan paine-eron vaihdellessa.

Todellisuudessa hyötysuhteeltaan parhaimman ratkaisun löytämiseksi tulisi analysoida kokonaisjärjestelmä, jossa otettaisiin huomioon myös pumppujen hyötysuhteet, huuhtelupumpun koko sekä matalapainepuolen painetaso.

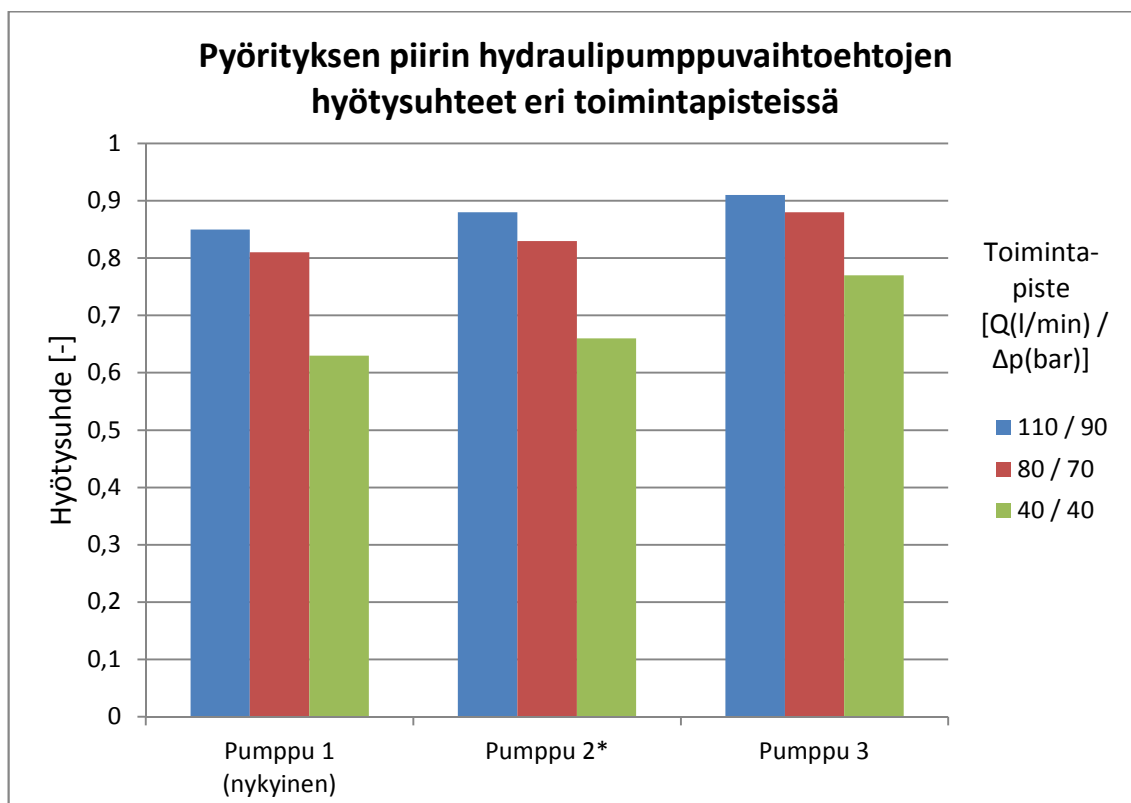
5.5 Hydraulipumppujen hyötysuhteet

Mahdollisia hydraulipumppuvaihtoehtoja kuhunkin piiriin tuli esille runsaasti. Joitakin pumppuja hylättiin heti alkuvaiheessa erinäisistä syistä. Eräs pumppuehdotus hylättiin sen tarpeettoman suuren kierrostilavuuden vuoksi ja toinen sen vuoksi, että toimittaja tarjosi edullisempaa, mutta paineenkestoltaan hieman heikompaakaan tämän tilalle. Myös kaikki ehdotetut taajuusmuuttajakäytön ja vakio tilavuuspumpun yhdistelmät hylättiin pääosin niiden korkean hinnan vuoksi. Tässä luvussa esitetään eri pumppuvaihtoehtojen hyötysuhteet niiltä osin, kun ne olivat saatavilla. Hyötysuhteissa ei ole huomioitu hydraulipumppujen säätimien vaikutusta hyötysuhteeseen.

5.5.1 Kangen pyöriksen hydraulipumppu

Kangen pyöriksen hydraulipumpuksi esitettiin yhteensä viittä eri vaihtoehtoa, joista neljä oli avoimen piirin pumppuja ja yksi suljetun piirin pumppu. Ongelmaksi muodostui hyötysuhdetietojen heikko saatavuus, sillä yhden pumppuvaihtoehdon osalta valmistaja ilmoitti, ettei hyötysuhdetietoja saada. Toisen pumpun osalta valmistaja esitti hyötysuhdekäyrästä pumpun vinolevyn täydellä kulmalla ja kolmella eri pyörimisnopeudella. Tämän pumpun osalta hyötysuhteita ei lähdetty arvioimaan, sillä todellisuudessa

pumppua käytettäisiin vain hyvin harvoin vinolevyn täydellä kulmalla. Kolmen jäljelle jääneen pumpun osalta hyötysuhteet määritettiin kolmessa eri toimintapisteessä, jolloin tulokset ovat kuvan 27 mukaiset. Kuten kuvasta huomataan, 3. pumpun hyötysuhde on paras jokaisessa toimintapisteessä ja paremmuus erottuu selvästi, kun pumpun tuotto ja paine-ero pumpun yli ovat alhaisia. Pumppu 2 on suljetun piirin pumppu, jolloin tarkempaa vertailua avoimen piirin pumppuihin ei ole mielekäästä tehdä. Huuhtelupumpun hyötysuhdetta ei ole sisällytetty esitettyihin 2. pumpun hyötysuhteisiin.



*suljetun piirin pumppu

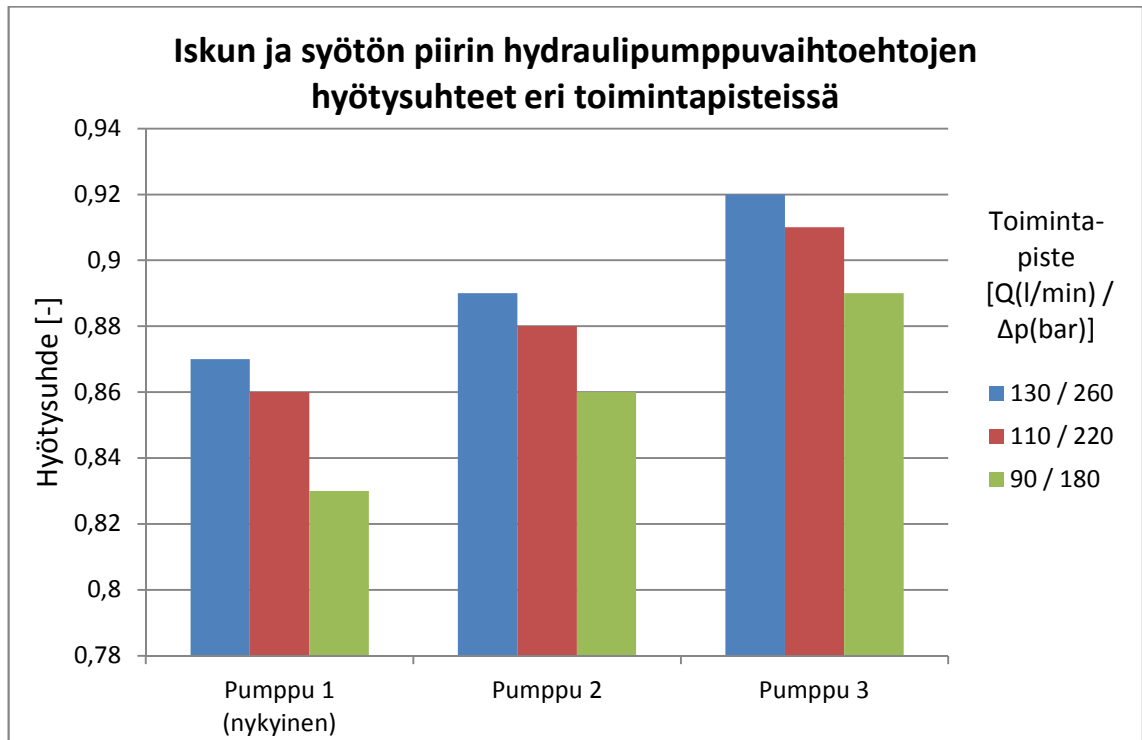
Kuva 27. Pyörityksen piirin hydraulipumppuvaihtoehtojen hyötysuhteet eri toimintapisteissä.

Hydraulipumppuvalinnalla voitaisiin hyötysuhdetta parantaa noin 5 sadasosaa, joka vastaisi enimmillään noin yhden kilowatin säästöä.

5.5.2 Iskun ja syötön hydraulipumppu

Iskun ja syötön hydraulipumppuvaihtoehtoja tuli esille yhteensä neljä kappaletta. Yhden pumpun osalta hyötysuhteita ei katsottu viisaaksi yrittää määrittää, sillä valmistaja esitti hyötysuhdekäyrästä pumpun vinolevyn täydellä kulmalla ja kolmella eri pyörimisnopeudella. Todellisuudessa pumppua käytettäisiin vain hyvin harvoin vinolevyn täydellä kulmalla. Kolmen jäljelle jääneen pumpun osalta hyötysuhteet määritettiin kolmessa eri toimintapisteessä, jolloin tulokset on esitetty kuvassa 28. Kuten kuvasta havaitaan, 3.

pumpun hyötysuhde on paras jokaisessa toimintapisteessä. Pumppu 2 on hyötysuhteessa tätä huonompi noin kolme sadasosaa toimintapisteestä riippumatta.



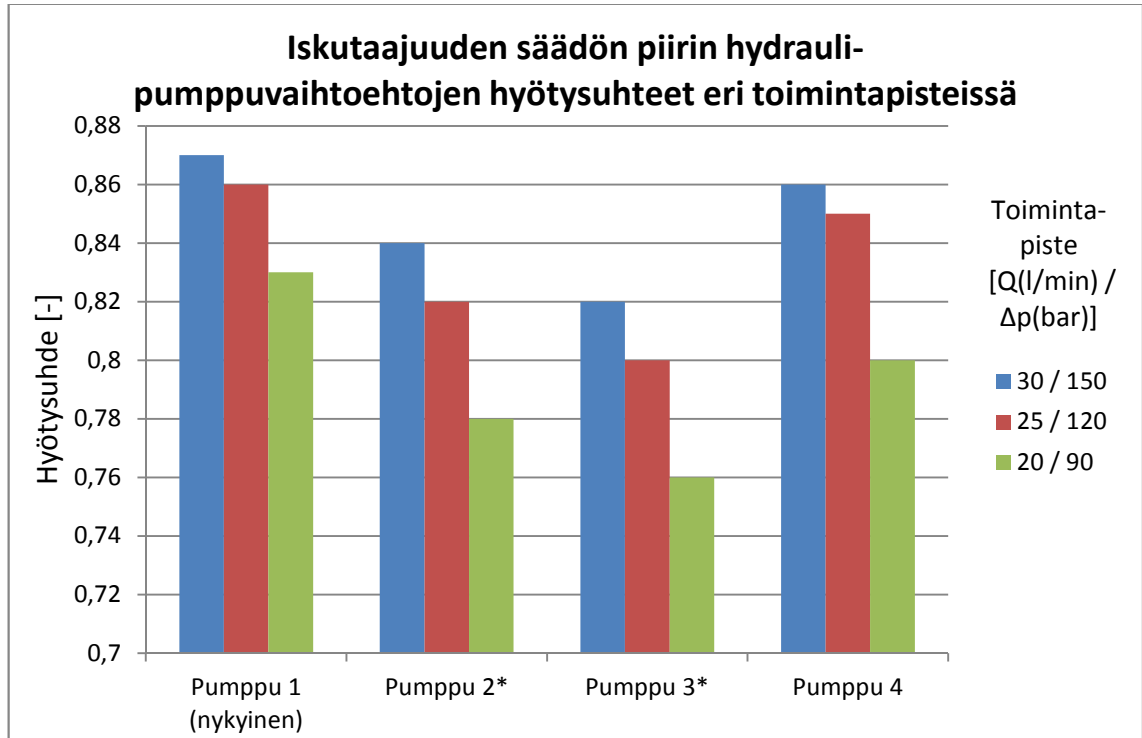
Kuva 28. Iskun ja syötön piirin hydraulipumppuvaihtoehtojen hyötysuhteet eri toimintapisteissä.

Heikoimmaksi hyötysuhteessa jäi pumppu 1, jonka hyötysuhde on heikoimmillaan jopa kuusi sadasosaa pumppu 3:a huonompi. Tehon säästöä hydraulipumppuvalinnalla voitaisiin siis saada jopa yli 3 kilowattia.

5.5.3 Iskutaajuuden säädön hydraulipumppu

Iskutaajuuden säädön hydraulipumppuvaihtoehtoja tuli esille kaiken kaikkiaan viisi kappaletta, joista kaksi oli suljetun piirin pumppuja. Myös iskutaajuuden säädön hydraulipumppuvaihtoehtojen kohdalla yhden pumpun hyötysuhdetiedot jäivät esittämättä, kun valmistaja esitti hyötysuhdekäyrästä vain pumpun vinolevyn täydellä kulmalla ja kolmella eri pyörimisnopeudella. Sen sijaan muiden vaihtoehtojen osalta hyötysuhteet on esitetty kolmessa eri toimintapisteessä kuvassa 29. Huomion arvoisinta kuvassa on, että nykyinen pumppu on hyötysuhteeltaan paras toimintapisteestä riippumatta, kun pyörimisen sekä iskun ja syötön pumppujen hyötysuhdevertailussa nykyinen pumppuvaihto oli huonoin. Tulee myös huomioida, että vaihtoehdot 2 ja 3 ovat suljetun piirin pumppuja, joiden hyötysuhteissa ei ole huomioitu huuhtelupumppujen hyötysuhdetta. Kuvasta havaitaan myös, että suljetun piirin pumput näyttäisivät olevan hyötysuhteeltaan hieman huonompia. Kuitenkin avoimen piirin venttiilistöistä aiheutuvat häviötehot

saattavat olla suljetun piirin huuhtelusta aiheutuvia häviöitä suurempia, jolloin hyötysuhteeltaan parhaimman järjestelmävaihtoehdon valitseminen vaatii kokonaisvaltaista häviötehoanalyysiä



*suljetun piirin pumppu

Kuva 29. Iskutaajuuden säädön hydraulipumppuvaihtoehtojen hyötysuhteet eri toimintapisteissä.

Valitsemalla toinen hydraulipumppu nykyisen tilalle voi pumpun hyötysuhde pudota noin 5 sadasosaa, mutta tämä vastaisi vain suunnilleen puolen kilowatin häviötehon kasvua.

5.6. Laadullinen analyysi

Tämän diplomityön lopullisena tavoitteena oli esittää kaksi parhaiten soveltuvaa hydraulijärjestelmäratkaisua kangen pyörityksen, iskun ja syötön toteuttamiseen kuin myös iskutaajuuden säädön toteuttamiseen. Kaksi erilaista hydraulijärjestelmäratkaisua haluttiin, koska niiden toimintaa testataan testiporauslaitteessa, johon on mahdollista rakentaa kaksi erilaista hydraulijärjestelmäratkaisua. Lopulliseen hydraulijärjestelmän valintaan vaikuttaa hyvin moni asia häviötehomäärän tai hydraulipumppujen hyötysuhteiden lisäksi. Jotta valinnassa tulisi huomioitua kaikki merkittävät valintakriteerit sekä näiden keskinäiset suhteet, päätettiin tässä työssä soveltaa laadullista analyysiä perustuen lähteeseen 12. Laadullinen analyysi suoritettiin analyysimatriiseissa, joissa järjestelmävaih-

toehtoja ja myöhemmin myös hydraulipumppuvaihtoehtoja arvioitiin käyttäen valintakriteereitä. Kullekin valintakriteerille annettiin painoarvo, jolla painotettiin valintakriteereiden tärkeyttä toisiinsa verrattuna. Painoarvoja annettiin väliltä 1-10 ja ne linearisoiitiin siten, että vähiten tärkeä valintakriteeri sai painoarvon yksi ja tärkein painoarvon 10. Vaihtoehtoja arvioitiin kunkin valintakriteerin perusteella arvosanoilla 1-5, joista 1 vastasi välttävää ja 5 erinomaista. Kunkin vaihtoehdon arvosanat laskettiin yhteen jolloin saatiin painottamaton pistemäärä. Kun otettiin huomioon painoarvokertoimet, saatiin painotettu pistemäärä, jonka perusteella lopullinen valinta suoritettiin.

Analyysimatriiseja tehtiin yksi liitteessä neljä esitetyille kangen pyöriksen, iskun ja syötön järjestelmävaihtoehdoille sekä yksi liitteessä viisi esitetyille iskutaajuuden säädön järjestelmävaihtoehdoille. Analyysimatriisin tekeminen liitteen neljä järjestelmävaihtoehtojen mahdollisille hydraulipumppuvaihtoehdoille katsottiin tarpeettomaksi, jolloin valinnan voi tehdä perustuen esimerkiksi luvussa 5.4 esitettyihin hydraulipumpujen hyötysuhdetarkasteluihin. Sen sijaan iskutaajuuden säädön avoimen piirin hydraulipumppuvaihtoehtoja tarkasteltaessa tuli esille muun muassa stabiiliuteen liittyviä eroavaisuuksia, jolloin analyysimatriisi päätettiin tehdä näille avoimen piirin hydraulipumppuvaihtoehdoille.

5.6.1 Kangen pyöriksen, iskun ja syötön järjestelmävaihtoehdon valinta

Kangen pyöriksen, iskun ja syötön järjestelmävaihtoehdon valintaa varten tehtiin taulukossa 7 esitetty analyysimatriisi. Järjestelmävaihtoehtoja arvioitiin käyttäen 17 taulukossa 7 esitettyä valintakriteeriä.

Järjestelmässä syntyviä häviötehoja arvioitiin määrittämällä venttiilistöissä ja esimerkiksi pumpuissa syntyvät häviötehot yhdellä tilavuusvirralla ja painetasolla, jonka jälkeen tuloksille annettiin arvosana. Todellisuudessa häviötehon pisteytys on monimutkaista, sillä se riippuu järjestelmän toimintapisteestä. Hintaa arvioitaessa kysyttiin toimittajilta hintaa kahdelle venttiilistölle ja esimerkkipumpulle. Myös hinnan arviointi on vaikeata, sillä kustannusrakenne eri valmistajien välillä on mahdollisesti erilainen, jolloin arvosanat eivät päde tuotteiden sarjainnoissa. Eräänä suunnittelulähtökohtana oli, että järjestelmien tulee soveltua käytettäväksi myös tavallisella porakoneella, minkä kaikki järjestelmävaihtoehdot täyttivät erinomaisesti. Soveltuvuudella Sandvikin automaatiovaatimuksiin tarkoitettiin sähköisten osien soveltuvuutta jännite- ja virtatasoon sekä riittävää suojausta lämpötilaa ja kosteutta vastaan. Myös soveltuvuutta eri porausmenetelmille arvioitiin, jossa järjestelmä 1 sai muita huonomman arvosanan, koska siinä syötön paine ei voi nousta iskun painetta korkeammalle, mikä on esteenä ylöspäin suoritettavalle pitkäreikäporaukselle.

Taulukko 7. Kangen pyörityksen, iskun ja syötön järjestelmävaihtoehdon analyysimatriisi.[13-24]

Valintakriteeri	Painoarvo	Järjestelmävaihtoehto				
		1	2	3	4	5
Häviöteho	9	1	5	3	3	4
Hinta	4	5	4,5	2,5	4	3,5
Paino/koko	3	3	3	3	3	4
Soveltuvuus nykyisille porakoneille	9	5	5	5	5	5
Soveltuvuus Sandvikin automaatiovaatimuksiin	4	5	5	5	5	5
Soveltuvuus eri porausmenetelmille	8	3	5	5	5	5
Komponenttien lukumäärä	7	4	4	4	4	5
Toimitusaika	2	5	4	4	4	2
Vasteaika	5	4	4	5	4	3
Tarkkuus	6	4	4	3	4	5
Stabiilisuus	8	4	5	4,5	4	4
Integrointiaste	3	4	4	4	4	5
Elinkaari	1	4	4	4	5	5
Korvattavuus	2	3	3	4	3	4,5
Luotettavuus	6	5	5	4	3,5	3,5
Säädettävyys	7	4	5	5	3,5	3,5
Turvallisuus	10	4	4	4	4	4
Painottamaton pistemäärä		67	73,5	69	68	71
Painotettu pistemäärä		361	424	389	377,5	397,5

Toimitusaikaa arvioitaessa järjestelmä 5 sai huonoimman arvosanan suljetun piirin pumpun pitkän toimitusajan vuoksi. Järjestelmien vasteaikojen arviointi oli hankalaa, sillä tietoa oli saatavilla hyvin vaihtelevasti. Voitiin kuitenkin olettaa, että venttiilistössä hydraulinen esiohjausosa aiheuttaa vasteeseen hieman viivettä, jolloin nämä venttiilit ovat hieman suoraanohjattuja hitaampia. Järjestelmä 5 sai vasteajasta huonoimman arvosanan, koska suljettuun piiriin ei liity venttiilistöä, ja hydraulipumpun vasteaika on pidempi venttiileihin verrattuna. Tarkkuudessa arvioitiin järjestelmän komponenttien hystereesiä.

Integrointiasteella kuvattiin kuinka pieneen tilaan järjestelmän komponentit saadaan mahtumaan ja kuinka etäällä nämä ovat toisistaan. Järjestelmävaihtoehto 5 sai korkeimman arvosanan, sillä suljettu piiri on hyvin ”kompakti”, koska siinä ei ole venttiilistöä. Elinkaariajattelua haluttiin tuoda esille siitä näkökulmasta, että mikä järjestelmä edustaa uusinta tekniikkaa. Järjestelmävaihtoehdot 4 ja 5 saivat korkeimmat arvosanat, sillä nämä sisälsivät vielä prototyypivaiheessa olevan venttiilistön iskun ja syötön osalta. Korvattavuudella arvioitiin kuinka helposti jokin järjestelmän komponentti olisi korvattavissa samanlaisella, mahdollisesti eri valmistajan valmistamalla komponentilla. Järjestelmä 5 sai jälleen niukasti korkeimmat pisteet, sillä suljettu piiri on erittäin helposti korvattavissa. Sen sijaan iskun ja syötön prototyypivaiheessa oleva venttiilistö

voidaan arvioida huonosti korvattavaksi. Luotettavuuden arviointi perustui yleiseen näkemykseen järjestelmien toimittajien luotettavuudesta Sandvikin näkökulmasta. Säädetävyydessä arvioitiin lähinnä venttiilistön osalta onko venttiilistö säädettävissä sähköisesti vai mekaanisesti ja mitä ominaisuuksia voidaan säätää. Järjestelmän 4 ja 5 heikoimmat pisteet johtuivat lähinnä suuresta epävarmuudesta, joka liittyy iskun ja syötön venttiilin toimivuuteen ja säädettävyyteen. Turvallisuudessa huomioitiin ennen kaikkea komponenttien paineenkesto sekä paloturvallisuuskysymykset. Tarkastelussa ei kuitenkaan tullut esille mitään erityisesti turvallisuutta heikentävää tai parantavaa, jolloin kaikille järjestelmävaihtoehdoille annettiin arvosanaksi 4.

Järjestelmävaihto 5 koostui kangen pyöriksen suljetusta piiristä, jolloin hydraulipumpuksi oli vain yksi vaihtoehto eli luvussa 5.4.1 esitetty pumpu 2. Muutoin hydraulipumput olivat valittavissa luvussa 5.4 esitetyistä vaihtoehdoista. Kuten taulukosta 7 havaitaan, järjestelmävaihtoehdot 2 ja 5 nousivat parhaimmiksi vaihtoehdoiksi.

5.6.2 Iskutaajuuden säädön järjestelmävaihtoehdon valinta

Myös iskutaajuuden säädön järjestelmävaihtoehdon valintaa varten tehtiin taulukossa 8 esitetty analyysimatriisi. Järjestelmävaihtoehtoja arvioitiin käyttäen 15 taulukossa 8 esitettyä valintakriteeriä. Verrattuna kangen pyöriksen, iskun ja syötön järjestelmävaihtoehtojen analyysimatriisiin valintakriteereistä jäivät pois soveltuvuudet nykyisille porakoneille ja eri porausmenetelmille. Luonnollisesti iskutaajuuden säädön ei tarvitse soveltua nykyisille porakoneille, sillä se on ominainen vain KHZ:lle. Myöskään eri porausmenetelmiin soveltuvuus ei riipu iskutaajuuden säädön toteutustavasta. Iskutaajuuden säädön järjestelmävaihtoehdon analyysimatriisin painoarvot, arvosanat ja pistemäärät määritettiin vastaavasti kuin luvussa 5.5.1

Häviötehon kannalta järjestelmävaihto 2 sai heikoimmat pisteet ohivirtaukseen kuluhan häviötehon vuoksi. Hintavertailussa parhaiten pärjasi nykyinen ratkaisu eli järjestelmävaihtoehto 1, jonka venttiilistö koostuu vain yhdestä, edullisesta on/off-venttiilistä. Sen sijaan suljetun piirin pumpu oli avoimen piirin pumppuja kalliimpi, mikä laski järjestelmävaihtoehdon 5 arvosanaa. Huomioin arvoisina valintakriteereinä voidaan pitää stabiilisuutta, jossa järjestelmä 1 sai huonoimman arvosanan, koska nykyisessä järjestelmässä esiintyy värähtelyongelmia. Myös säädettävyyttä arvioitaessa esiintyi hajontaa arvosanoissa. Järjestelmävaihtoehto 1 on säädettävyydeltään huono, koska venttiilistössä ei ole mitään säädettävyyttä ja pumpun tuotto on aina säädetyn maksimikulman rajoituksen mukainen, vaikka öljy ohjattaisiin vapaakierron kautta takaisin hydraulioöljysäiliöön. Toisaalta järjestelmävaihtoehto 5:ssä on suljettu piiri, jonka pumppua pystytään säätämään hyvin ja tarvittaessa jopa negatiivisille vinolevyn kulmille.

Taulukko 8. Iskutaajuuden säädön järjestelmävaihtoehdon analyysimatriisi.[25-28]

Valintakriteeri	Painoarvo	Järjestelmävaihtoehto				
		1	2	3	4	5
Häviöteho	7	5	2	4	4	4
Hinta	6	5	3,5	3	4,5	2
Paino/koko	6	5	4	4	4	5
Soveltuvuus Sandvikin automaatiovaatimukseen	4	5	5	5	5	5
Komponenttien lukumäärä	2	5	4	4	4	5
Toimitusaika	5	5	5	5	5	4
Vasteaika	3	5	4	4	5	3
Tarkkuus	9	5	3,5	3	4	5
Stabiilisuus	9	1	3	4	4,5	5
Integrointiaste	2	5	4	4	4,5	5
Elinkaari	1	4	4	4	4	5
Korvattavuus	4	5	4,5	4,5	4	4
Luotettavuus	7	5	4	4	4,5	3,5
Säädettävyys	8	1	4	4	3,5	5
Turvallisuus	10	4	4	4	4	4
Painottamaton pistemäärä		65	58,5	60,5	64,5	64,5
Painotettu pistemäärä		336	312,5	328	352	354,5

Painotetun pisteytyksen merkitys tuli hyvin esille kyseisessä analyysimatriisissa, sillä painottamattomilla pisteillä järjestelmävaihtoehto 1 olisi voittanut niukasti ja järjestelmävaihtoehtojen 4 ja 5 väliltä olisi pitänyt valita toiseksi paras. Kuitenkin painotettu pistemäärä tuo niukan voiton järjestelmävaihtoehto 5:lle ja järjestelmävaihtoehto 3 jää selvällä erolla kolmanneksi.

5.6.3 Iskutaajuuden säädön avoimen piirin hydraulipumpun valinta

Luvussa 5.6.2 tuli esille, että iskutaajuuden säädön kahdesta teoreettisesti parhaaksi arvioidusta järjestelmävaihtoehdosta toinen on avoin ja toinen suljettu piiri. Suljetun piirin pumppuvaihtoehtoja oli kaksi kappaletta, joista katsottiin voitavan valita jompikumpi niiden vähäisten erojen vuoksi. Avoimen piirin hydraulipumppujen valintaa varten tehtiin taulukossa 9 esitetty analyysimatriisi. Järjestelmävaihtoehtoja arvioitiin käyttäen 14 valintakriteeriä. Analyysimatriisi on rakenteeltaan ja toimintaperiaatteeltaan vastaava kuin luvuissa 5.6.1 ja 5.6.2 esitetyt analyysimatriisit.

Taulukko 9. Iskutaajuuden säädön avoimen piirin hydraulipumppujen analyysimatriisi. [29-31]

Valintakriteeri	Painoarvo	Pumppu		
		1	2	3
Hyötysuhde	7	4,5	4	4
Hinta	6	5	3	3,5
Paino/koko	6	4	4	4
Soveltuvuus Sandvikin automaatiovaatimuksiin	4	5	5	5
Toimitusaika	5	4	4	4
Vasteaika	3	4	3	3
Tarkkuus	9	4	4	4
Stabiilisuus	9	2	5	5
Integrointiaste	2	5	5	5
Elinkaari	1	4	4	4
Korvattavuus	4	4	4	4
Luotettavuus	7	4	4	4
Säädettävyys	8	5	4,5	4,5
Turvallisuus	10	4	4	4
Painottamaton pistemäärä		58,5	57,5	58
Painotettu pistemäärä		329,5	334	337

Pumppu 1 on muita pumppuja hieman halvempi, jolloin sille annettiin erinomainen arvosana hintaa arvioitaessa. Kuitenkin pumppu on rakenteeltaan sellainen, että vinolevyä liikuttaa vain yksi säätömäntä joustasta vasten. Tällöin voidaan olettaa, että kuormituksen vaihtelut heijastuvat myös pumppuun, jonka vinolevyn asema värähtelee kuormanpaineen värähdellessä. Näin ollen pumppu 1 saa stabiiliudesta vain arvosanan 2. Säädettävyyden osalta pumpulle 1 annettiin hieman parempi arvosana, koska siinä on sähköinen paineleikkuri, joka on helposti säädettävissä. Pumpuissa 2 ja 3 paineraja on mekaanisesti säädettävissä. Muiden valintakriteereiden osalta eroavaisuuksia ei juuri löytynyt. Myös tässä tapauksessa painottamattomien pisteiden perusteella valinta olisi ollut hankala tehdä, koska kaikki pumput olivat yhden pisteen sisällä. Kuitenkin painotettujen pisteiden perusteella voittajaksi nousi pumppu 3.

6 Yhteenveto ja johtopäätökset

Työn tarkoituksena oli löytää erilaisia hydraulijärjestelmätason ratkaisuja poraushydrauliikan toteuttamiseen ja valita lopulta kaksi parasta toteutusvaihtoehtoa. Niihin liittyivät kiinteästi muutaman hydraulikkakomponenttien toimittajan esittämät venttiilistövaihtoehdot. Sen sijaan hydraulipumppuvaihtoehdot varioivat vapaammin, jolloin yhteen porauksen hydraulijärjestelmän toteutusvaihtoehtoon liittyvän venttiilistön yhteyteen voitiin valita hydraulipumppu muutaman valmistajan joukosta. Tarkastelukohteenä oli Sandvik DT1120i -porauslaite, jossa porakoneina on korkeataajuusporakoneet (KHZ).

Teoriaosuudessa esiteltiin ensiksi louhintaprosessin kulku sekä Sandvik DT1120i-porauslaitteen tärkeimmät osat ja toiminta porauksen näkökulmasta. Teoriaosuuden toisessa luvussa esitettiin hydraulijärjestelmän häviöiden muodostumisperiaatteet ja niitä kuvaavat yhtälöt. Tässä yhteydessä esitettiin häviöiden synty ja niitä kuvaavat yhtälöt poraushydrauliikan kannalta kiinnostavissa hydraulijärjestelmän osissa ja komponenteissa eli putkistoissa, venttiileissä sekä hydraulipumpuissa, -moottoreissa ja -sylintereissä.

Seuraavaksi esiteltiin työn lähtökohta eli poraushydrauliikan nykyinen toteutus käyttäen esimerkkinä Sandvik DT1120i -porauslaitteen poraushydrauliikkaa. Tässä yhteydessä esiteltiin myös KHZ:lle ominainen porauksen hydraulijärjestelmän osa, iskutaajuuden säädön piiri, niin kuin se on toteutettu nykyisessä KHZ:n testiporauslaitteessa. Koska voitiin olettaa KHZ:n toimivan lisäämällä iskutaajuuden säädön piiri normaalia porakonetta varten suunniteltuun poraushydrauliikkaan, nykyinen poraushydrauliikan toteutus otettiin yhdeksi toteutusvaihtoehdoksi. Lisäksi esitettiin tekniset vaatimukset, joiden suunniteltujen hydraulijärjestelmätason ratkaisuvaihtoehtojen sekä niihin liittyvien komponenttien tulee toteuttaa.

Teknisten vaatimusten pohjalta suunniteltiin viisi erilaista toteutusvaihtoehtoa kangen pyöryksen, iskun ja syötön sekä iskutaajuuden säädön ohjaushydrauliikkaan. Näiden yksinkertaistetut hydraulikaaviot on esitetty liitteessä 4 ja 5. Kaksi teoreettisen tarkastelun perusteella parhaaksi valittua porauksen ohjaushydrauliikan toteutusvaihtoehtoa esiteltiin tarkemmin. Sandvik DT1120i -porauslaitteen poraushydrauliikan putkistoihin liittyviä painehäviötä tarkasteltiin jakamalla putkisto järkeviin putkisto-osuuksiin ja määrittämällä painehäviöt teoreettisesti tilavuusvirran funktiona. Tarkastelun helpottamiseksi putket ja letkut oletettiin suoriksi ottaen kuitenkin huomioon jatkoliitoksista aiheutuvat kertavastushäviöt. Todellisuudessa letkuissa ja putkissa on useita mutkia ja taivutussäteellisiä liitoksia, joita ei laskelmissa huomioitu. Tästä aiheutui huomattavia virheitä painehäviötarkasteluun, mutta painehäviöiden voitiin olettaa olevan suuruusluokaltaan todellisia. Laskelmat tehtiin Mathcad-ohjelmistoon rakennetulla virtaushäviömallilla. Samassa yhteydessä todettiin, ettei putkiston uudelleenmitoitukselle löydy tarvetta, sillä esiintyvät virtausnopeudet olivat pääosin suositelluissa rajoissa. Toisinaan

putkiston mitoitusta ja tarkastelua hankaloitti suuresti vaihteleva tilavuusvirta, jolloin letkukoon valinta on ollut tietoinen kompromissi energiatehokkuuden, hinnan ja käytettävyyden osalta. Myös letkukokoja on haluttu pienentää porakoneen päässä tilan puutteen vuoksi energiatehokkuuden kustannuksella. Yleisesti ottaen todettiin painehäviöiden pienentyvän letku- ja putkikokoa kasvattamalla, mutta samalla kasvaisi myös hankintakustannukset sekä putkiston vaatima tila.

Poraushydrauliikan ideoituihin toteutusvaihtoehtoihin liittyvien venttiilistöjen tehohäviötä tarkasteltiin kolmessa eri toimintapisteessä. Kangen pyörimyksen, iskun ja syötön osalta selvästi eniten energiatehokkuutta voitiin parantaa kangen pyörimyksen venttiilistömuutoksella, jolloin säästettäisiin noin 8 kW. Iskutaajuuden säädön venttiilistövaihtoehtojen kohdalla tilanne oli päinvastainen, sillä kaikki uudet vaihtoehdot heikensivät energiatehokkuutta kuitenkin enintään noin 1 kW verran. Tämä oli odotettavissa, sillä tärkeämpää oli pureutua värähtelyongelmaan energiatehokkuuden kustannuksella. Venttiilistöjen osalta häviötehojen määrittästä vaikeutti tietojen saatavuus, jolloin monessa tapauksessa jouduttiin tekemään arvaus perustuen vähäisiin tietoihin. Myös tehohäviöiden määrittämisolosuhteet vaihtelivat tai niistä ei ollut tietoa, mikä aiheutti todennäköisesti virheitä tuloksissa ja epävarmuutta tulosten luotettavuudessa.

Hydraulipumppujen hyötysuhteita tarkasteltiin myös kolmessa eri toimintapisteessä. Vaihtamalla pyörimyksen sekä iskun ja syötön hydraulipumput energiatehokkaampaan vaihtoehtoon hyötysuhteet paranisivat noin 5-6 sadasosaa, mikä vastaisi jopa yli 4 kW säästöä. Iskutaajuuden säädön hydraulipumppujen osalta nykyisen vaihtaminen toiseen heikentäisi hyötysuhdetta hieman, enimmillään noin 5 sadasosaa. Tämä ei ole kuitenkaan merkittävää, sillä häviöteho nousisi vain alle puoli kilowattia huonoimmassa tapauksessa. Myös hydraulipumppujen hyötysuhteita kysyttiin suoraan valmistajalta ja määritettiin käyrästä, jotka oli laadittu monella eri tavalla. Näin ollen hyötysuhteiden määrittämisessä saattoi esiintyä virheitä. Lopuksi suoritettiin laadullinen analyysi, jonka perusteella valittiin kaksi parasta poraushydrauliikan toteutusvaihtoehtoa luvun 5.5 mukaisesti.

Tämä diplomityö sisälsi ainoastaan teoreettisen tarkastelun eri vaihtoehtoista porauksen hydrauliikan toteuttamiselle, jolloin on selvää, että ne tulisi testata käytännössä toimivuuden ja tämän työn tulosten verifiointiseksi. Esille tullut vaihtoehto sisälsi prototyyppiventtiilistön, jonka käytännön toiminta sisältää epävarmuustekijöitä. Lisäksi iskutaajuuden säätöön esitettiin useita teoreettisesti toimivia ratkaisuja, joiden toiminta tulisi verifioida käytännössä.

Lähteet

1. Fonselius J., Rinkinen J., Vilenius M. Hydraulikka 2. 3. painos. Tampere 2008, Tampereen Yliopistopaino Oy – Juvenes Print. 226s.
2. A1-ohje / Sandvik DT920i – DT1130i. Tampere 2007, Sandvik Mining and Construction Oy. Julkaisematon perehdytysohje. 107 s.
3. Käyttöohje Sandvik DT1130i. Tampere 2011, Sandvik Mining and Construction Oy. Julkaisematon selvitys. 392 s.
4. Hänninen J-M. Hydraulisen puomin nostotoiminnon värähtelyn ja toiminnan tutkiminen. Diplomityö. Tampere 2009. Tampereen teknillinen yliopisto. 113 s.
5. Underground drilling and loading handbook. 1997, Tamrock corporation. 271 s.
6. Kauranne H., Kajaste J., Vilenius M. 2008. Hydrauliteknikka. 1. painos. WSOY. 487 s.
7. Findeisen F., Findeisen D. 1968. Ölhydraulik in Theorie und Anwendung. 2. painos. Schweizer Verlaghaus AG. 335 s.
8. Samwon Tech. 37° JIC standard fittings. 123 s.
9. Parker Hannifin Corporation. Industrial Tube Fittings Europe. 311 s.
10. Dunlop Hiflex. Hydraulikkatuotteet [WWW]. [Viitattu 3.5.2012] Saatavissa: <http://www.dunlophiflex.fi/upload/?id=dd9aa68ffa36792455ef9ffbd6870779>
11. Shell. Shell Tellus S2 M Industrial Hydraulic Fluid [WWW]. [Viitattu 21.4.2012] Saatavissa: http://www-static.shell.com/static/ind/downloads/lubes_b2b/tellus/tellus_s2_m.pdf
12. Daniels J., Werner P.W., Terry Bahill A. 2001. Quantative Methods for Tradeoff Analyses. Journal of Systems Engineering 4, 3.
13. Sauer Danfoss. PVG 100 Load Independent Proportional Valve [WWW]. [Viitattu 4.6.2012] Saatavissa: http://www.sauer-danfoss.com/stellent/groups/publications/documents/product_literature/520l0940.pdf

14. Sauer Danfoss. PVG 100 Proportional Valve Technical Information [WWW]. [Viitattu 4.6.2012] Saatavissa: http://www.sauer-danfoss.com/stellent/groups/publications/documents/product_literature/52010720.pdf
15. Sauer Danfoss. PVX Key data. 2012. Julkaisematon selvitys. 2 s.
16. Bosch Rexroth. Load-sensing control block in sandwich plate design [WWW]. [Viitattu 4.6.2012] Saatavissa: <http://www.boschrexroth.com/mobile-hydraulics-catalog/Vornavigation/Vornavi.cfm?Language=EN&VHist=g54076,g54072,g61472&PageID=m3926>
17. Hydac International. 2/2 Solenoid Directional Valve. Tuote-esite. 2 s.
18. Hydac International. Pressure Reducing Cartridge Valve. Tuote-esite. 3 s.
19. Hydac International. Proportional Pressure Relief Valve. Tuote-esite. 4 s.
20. Hydac International. Proportional Flow Control Valve. Tuote-esite. 2 s.
21. Hydac International. Pressure Compensator. Tuote-esite. 2 s.
22. Hydac International. Proportional Pressure Relief Valve. Tuote-esite. 2 s.
23. Hydac International. Directional Spool Valve. Tuote-esite. 2 s.
24. Hydac International. Proportional Flow Control Valve. Tuote-esite. 2 s.
25. Hydraforce. Solenoid valves SV12-34 [WWW]. [Viitattu 4.6.2012] Saatavissa: <http://www.hydraforce.com/Solenoid/Sol-pdf/1-382-1.pdf>
26. Bosch Rexroth. Proportional Directional Valve [WWW]. [Viitattu 4.6.2012] Saatavissa: http://www.boschrexroth.com/various/utilities/mediadirectory/index.jsp/?publication=NET&language=en-GB&ccat_id=20000&remindCcat=on&pagesize=50&search_action=submit&search_query=18139-06&History=&DisplayType=pict
27. Sun hydraulics. Direct-acting sequence valve without reverse flow check. Tuote-esite. 3 s.
28. Sun hydraulics. 3:1 pilot ratio, standard capacity counterbalance valve. Tuote-esite. 3 s.

29. Bosch Rexroth. Axial piston variable pump A10VO [WWW]. [Viitattu 4.6.2012] Saatavissa: http://www.boschrexroth.com/various/utilities/mediadirectory/index.jsp?publication=NET&ccat_id=30050&remindCcat=on&search_action=submit&language=en-GB&search_query=92703
30. Kawasaki Hydraulics. K3VL. Tuote-esite. 36 s.
31. Parker. P1/PD Series Medium Duty Axial Piston Pumps. Tuote-esite. 88 s.

Liite 1

Virtaushäviömallin kertavastushäviöt ja putkiston pituudet putkisto-osuuksittain

Putkisto- osuus	Kertavastuksen aiheuttaja	Lkm	Kertavastuskerroin / putkiston pituus
1	Hydrauliletku, koko 16	-	33,2 m
	Hydrauliletku, koko 12	-	9 m
	Jatkoliitin 16	8	0,36
	Jatkoliitin 12	2	0,49
	Supistusjatkoliitin 16-12, menovirtaus	1	0,65
	Supistusjatkoliitin 16-12, paluuvirtaus	1	1,21
2	Hydrauliletku, koko 16	-	5,2 m
	Hydrauliputki, 30x3	-	1,1 m
	Hydrauliputki, 28x2,5	-	0,4 m
	Supistusjatkoliitin 20-16, menovirtaus	1	0,4
3	Hydrauliletku, koko 16	-	16,6 m
	Hydrauliletku, koko 12	-	4,55 m
	Jatkoliitin 16	4	0,36
	Jatkoliitin 12	2	0,49
	Supistusjatkoliitin 16-12, menovirtaus	1	0,65
4	Hydrauliletku, koko 16	-	4,7 m
	Hydrauliputki, 30x3	-	1,6 m
	Supistusjatkoliitin 20-16, menovirtaus	1	0,4
5	Hydrauliletku, koko 16	-	17,2 m
	Hydrauliletku, koko 12	-	4,5 m
	Jatkoliitin 16	4	0,36
	Jatkoliitin 12	1	0,49
	Supistusjatkoliitin 16-12, paluuvirtaus	1	1,21

6	Hydrauliletku, koko 8	-	41,2 m
	Jatkoliitin 8	12	0,64
7	Hydrauliletku, koko 8	-	21 m
	Jatkoliitin 8	6	0,64
8	Hydrauliletku, koko 16	-	2,1 m
9	Hydrauliletku, koko 24	-	3,6 m
	Hydrauliputki, 38x3	-	1,75 m
	Jatkoliitin 24, virtaus letkusta putkeen	1	0,18
	Jatkoliitin 24, virtaus putkesta letkuun	1	0,11

Liite 2

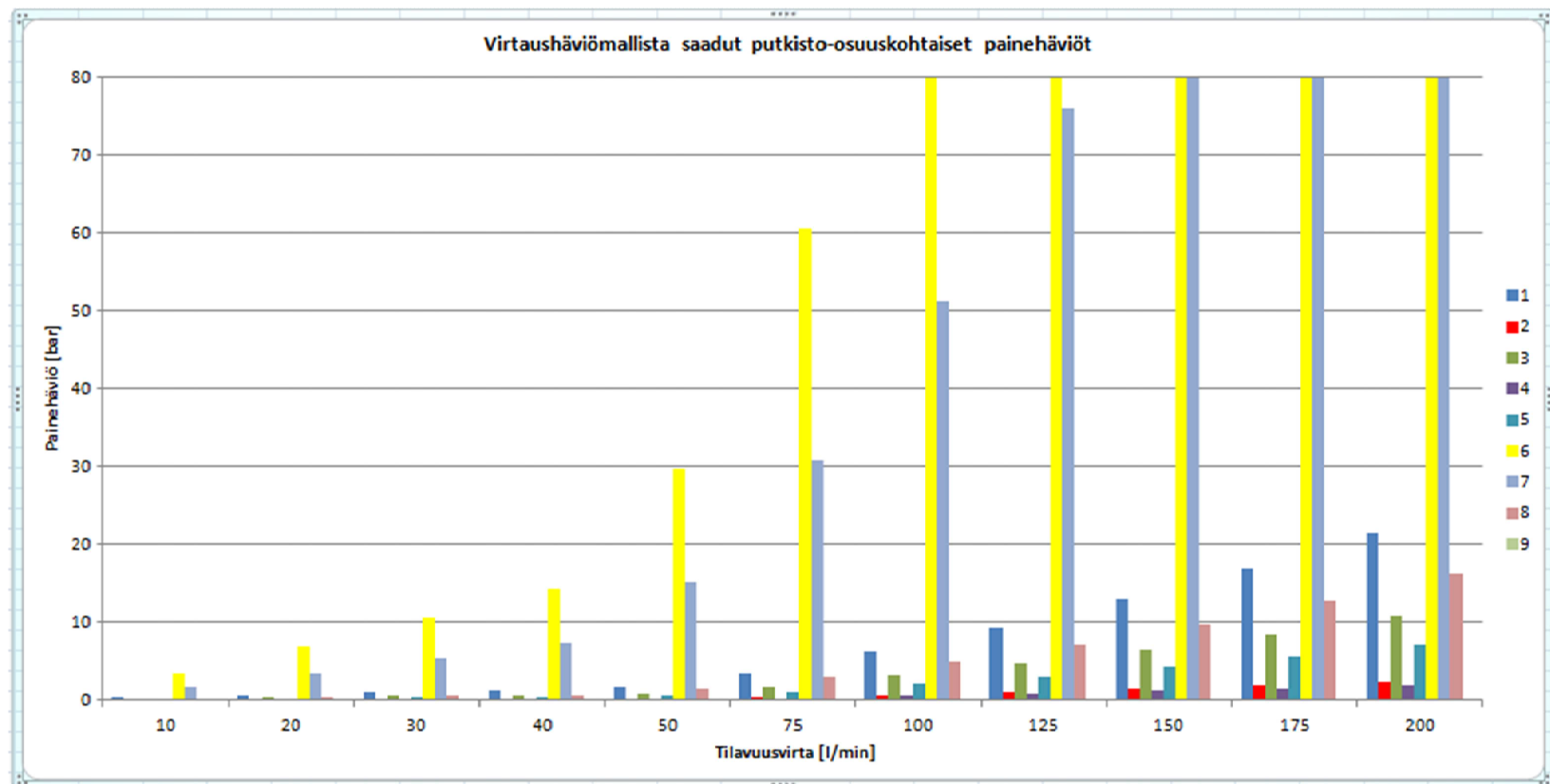
Virtaushäviömallilla lasketut painehäviöt putkisto-osuuksittain

Tilavuusvirta [l/min]	10	20	30	40	50	75	100	125	150	175	200	
Putkisto-osuus												
1	0,32	0,64	0,98	1,32	1,68	3,34	6,31	9,36	12,93	16,98	21,51	bar
2	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,33	0,69	1,02	1,41	1,85	2,34	bar
3	0,16	0,32	0,49	0,66	0,84	1,67	3,15	4,67	6,44	8,46	10,71	bar
4	0,03	0,06	0,10	0,13	0,16	0,25	0,56	0,83	1,14	1,49	1,89	bar
5	0,11	0,23	0,30	0,47	0,60	0,94	2,06	3,06	4,23	5,56	7,05	bar
6	3,39	6,91	10,54	14,28	29,63	60,55	100,59	149,14	205,78	270,18	342,08	bar
7	1,73	3,52	5,37	7,27	15,09	30,83	51,21	75,93	104,76	137,54	174,13	bar
8	0,17	0,34	0,51	0,68	1,44	2,92	4,83	7,13	9,81	12,85	16,24	bar
9	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,06	0,07	0,14	0,19	0,24	bar

Putkisto-osuudet viittaavat kuvassa 18 esitettyihin osanumeroihin

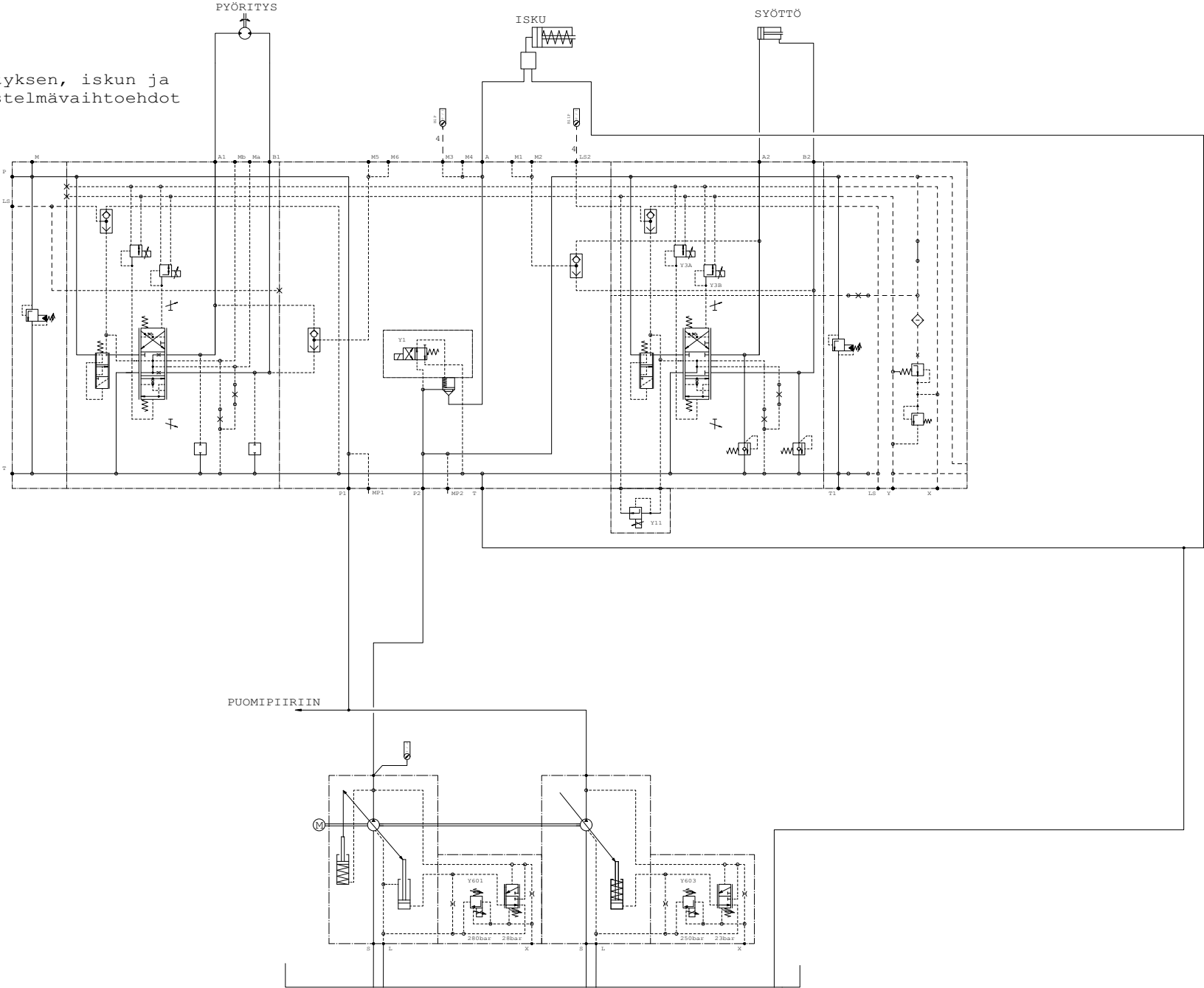
Liite 3

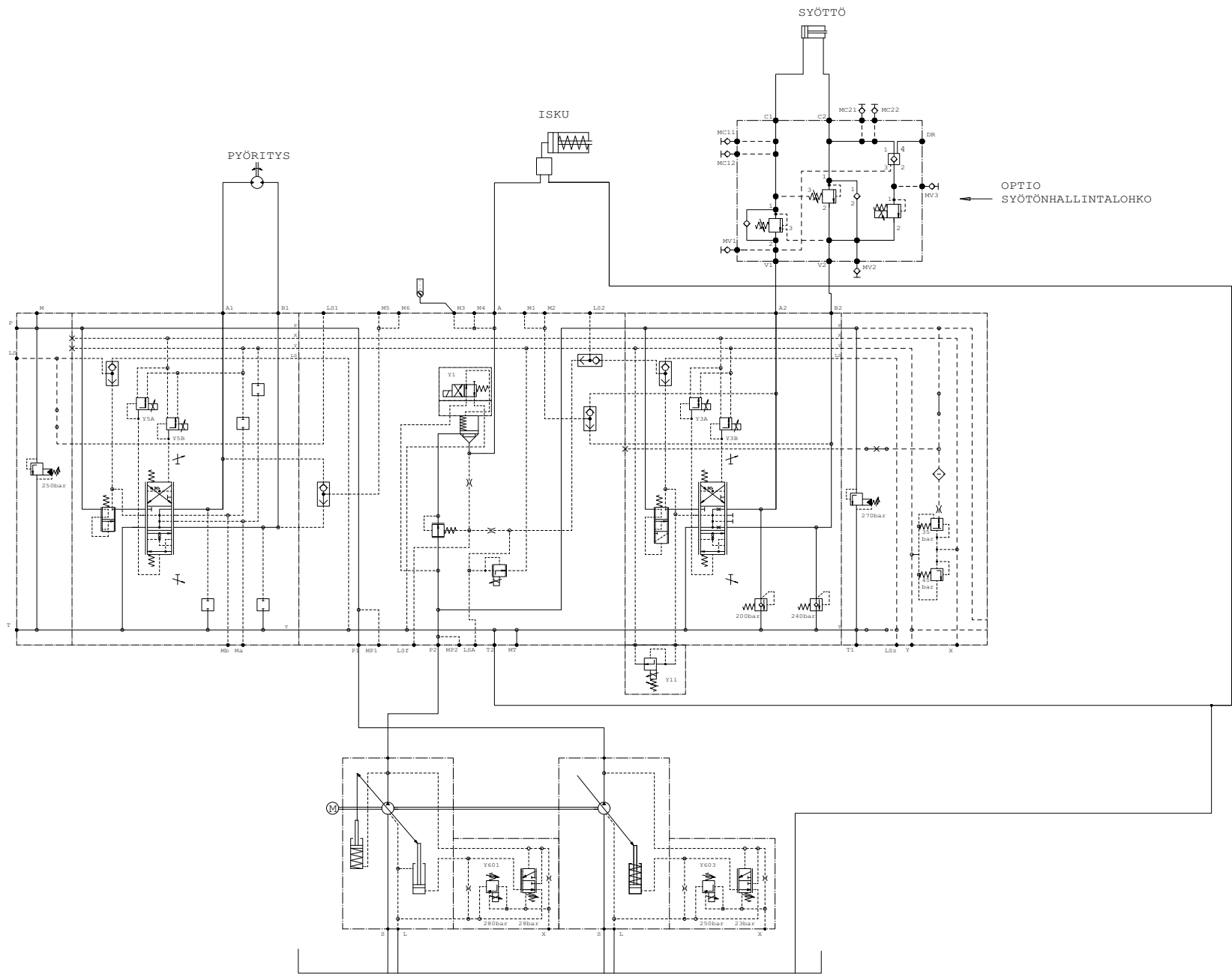
Virtaushäviömallilla lasketut painehäviöt putkisto-osuuksittain graafisesti esitettynä



Liite 4

Kangen pyörityksen, iskun ja syötön järjestelmävaihtoehdot





Copyright © Sandvik Mining and Construction

NOTICE! This document is the exclusive property of Sandvik and it must be returned on request. The document must not be copied, reproduced, disclosed to any third party or used in manufacture of subject matter thereof without the prior written consent of Sandvik.

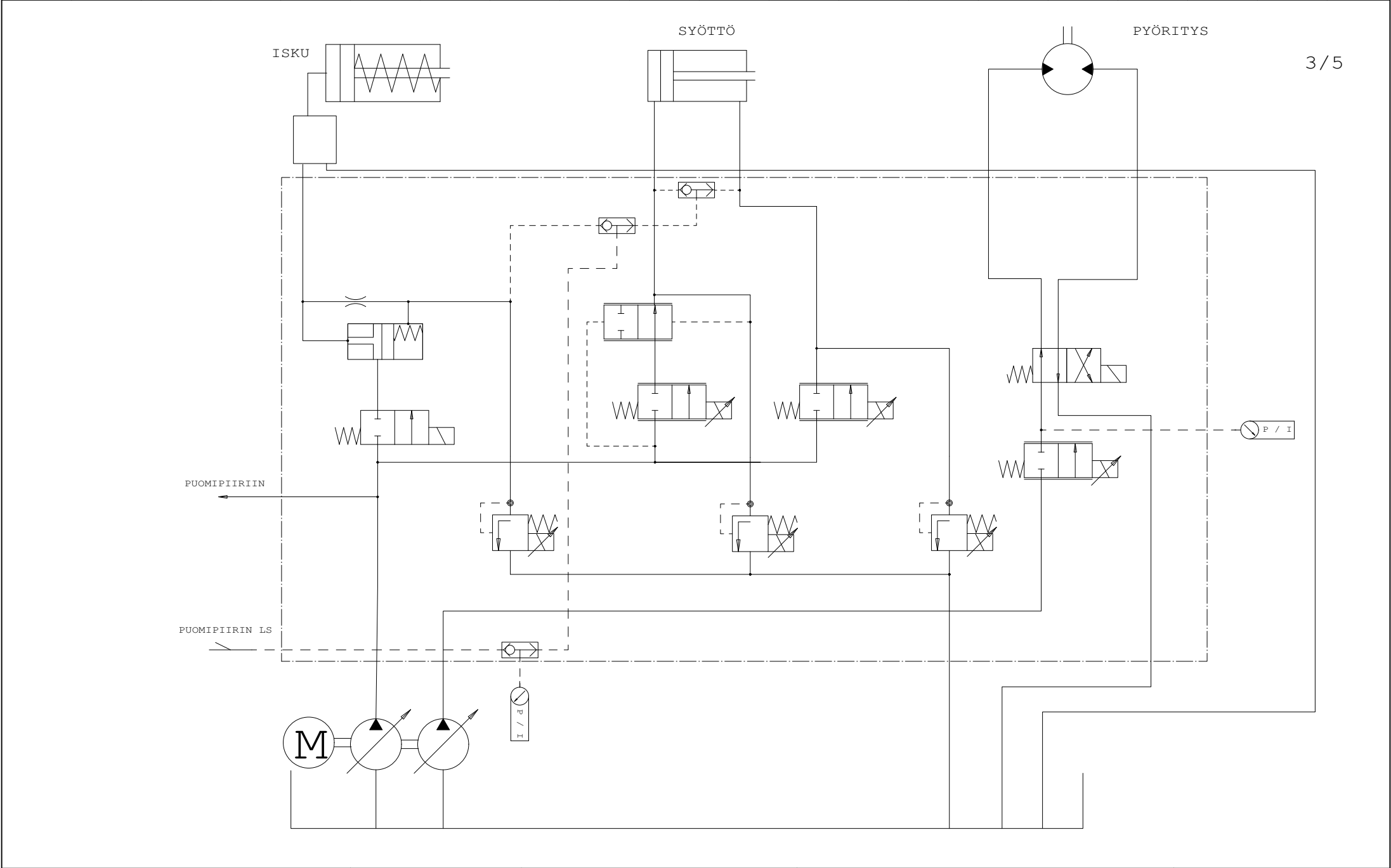
	DATE	NAME
DRAWN BY	22-05-2012	Mpa
CHECKED	22-05-2012	Mpa
APPROVED		

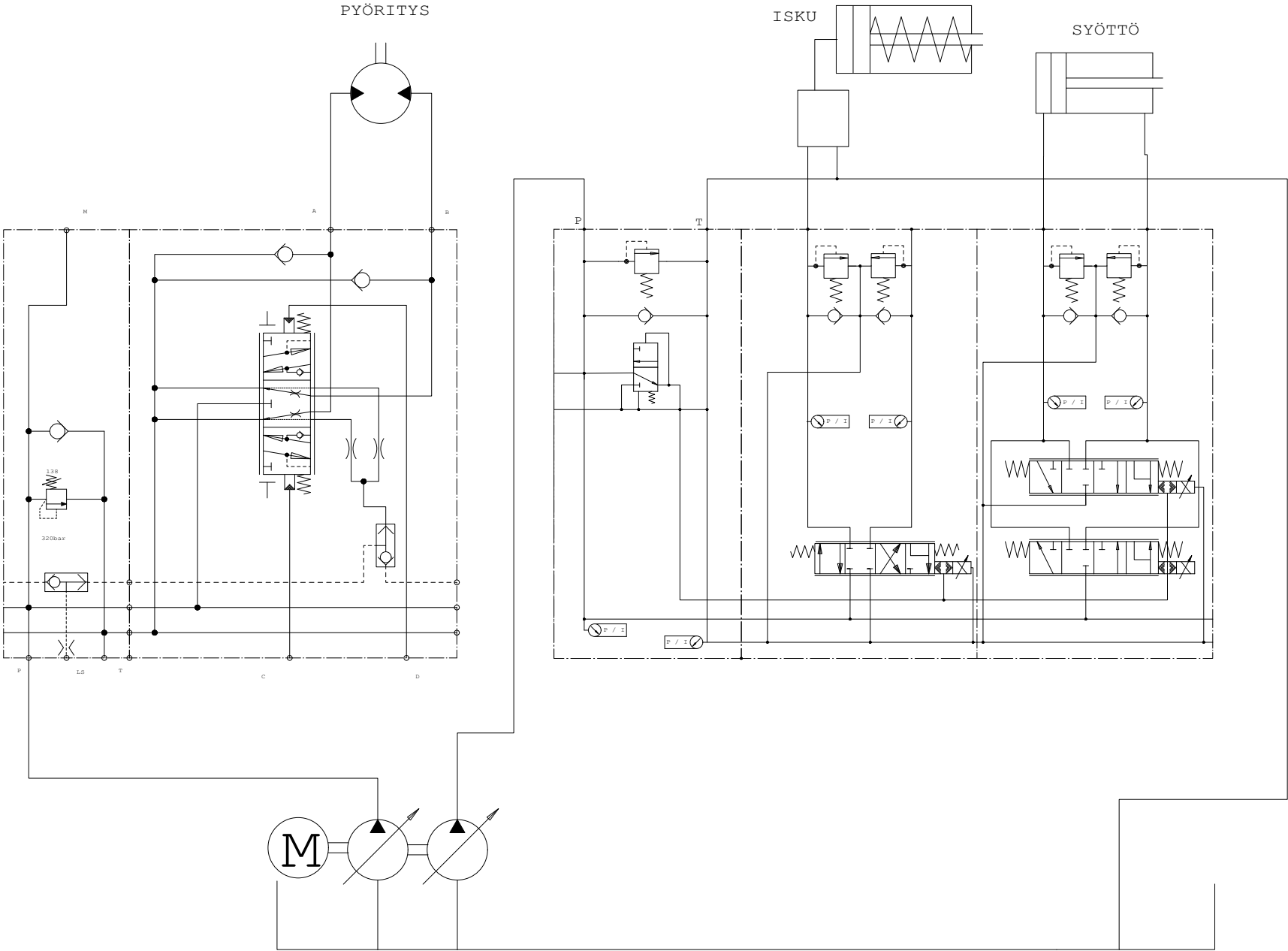
Dtyö_M_Pakarinen

POSITION

Kangen pyöritys, isku ja syöttö
Järjestelmävaihtoehto 2

SHEET	2 / 10
DWG NR	1-99556689-
ID-CODE	99556689





SANDVIK

Copyright © Sandvik Mining and Construction

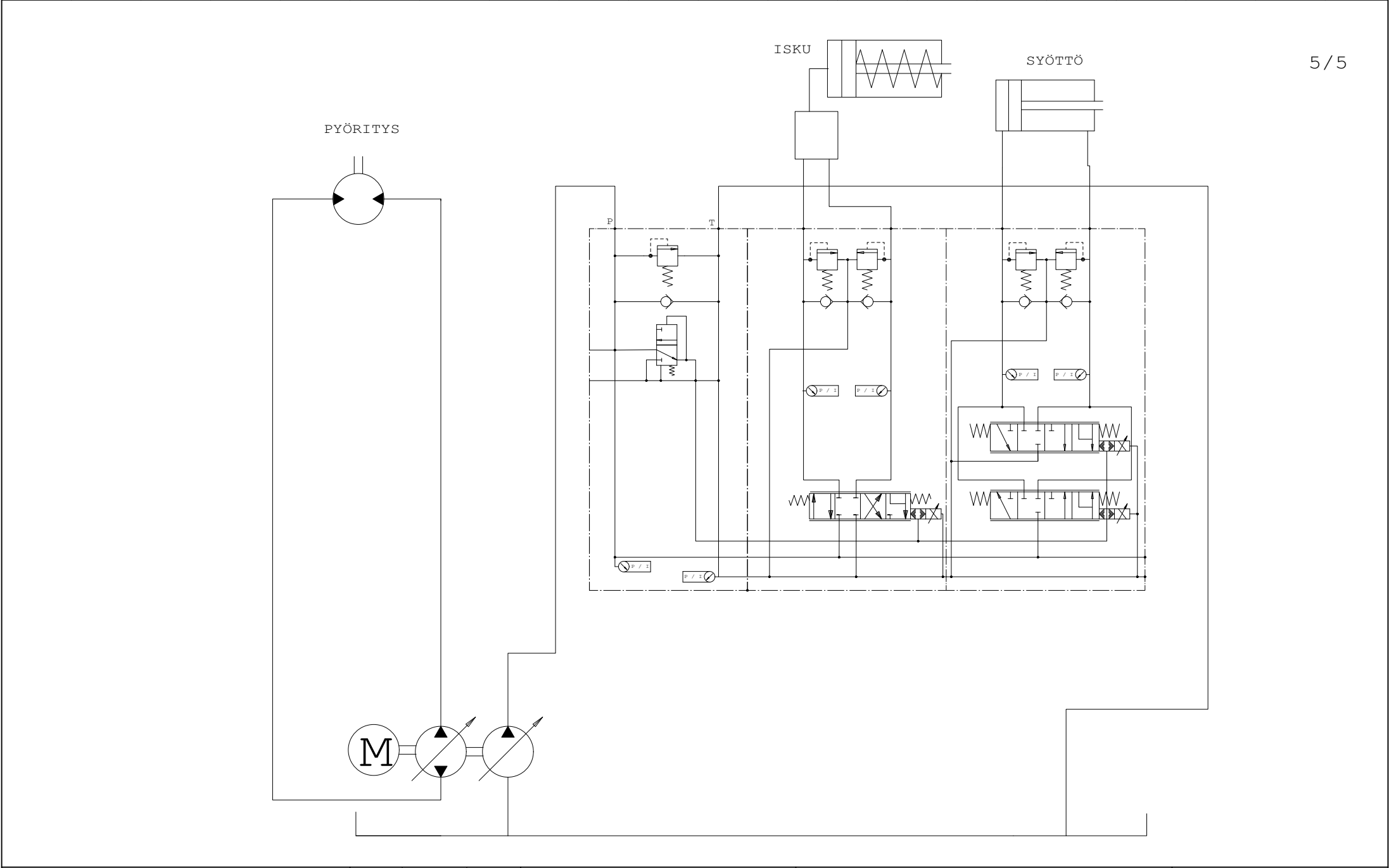
NOTICE! This document is the exclusive property of Sandvik and it must be returned on request. The document must not be copied, reproduced, disclosed to any third party or used in manufacture of subject matter thereof without the prior written consent of Sandvik.

	DATE	NAME
DRAWN BY	22-05-2012	Mpa
CHECKED	22-05-2012	Mpa
APPROVED		

Dtyö_M_Pakarinen

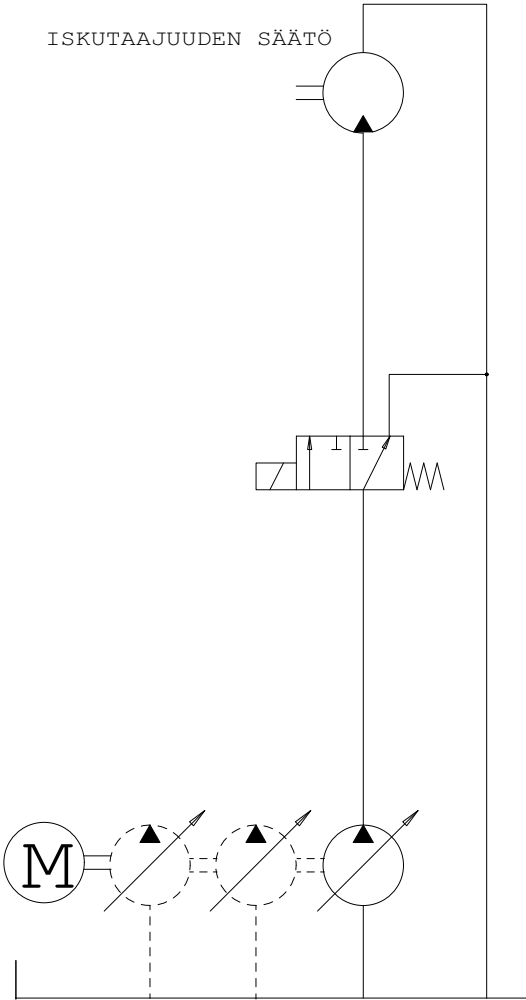
Kangen pyöritys, isku ja syöttö
Järjestelmävaihtoehto 4

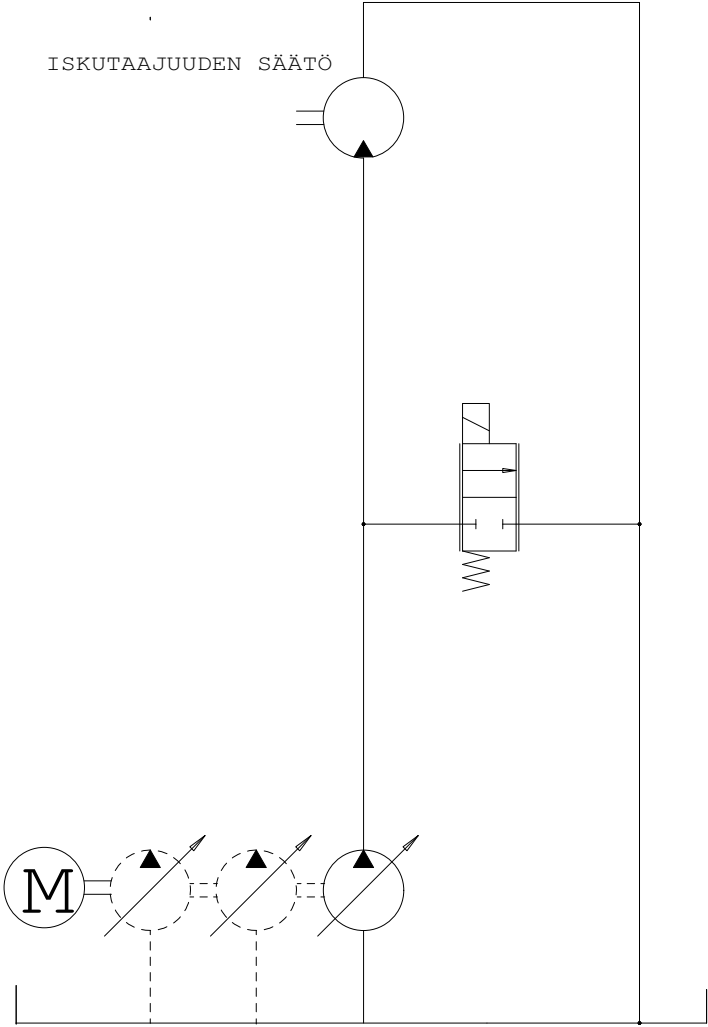
SHEET	4 / 10
DWG NR	1-99556689-
ID-CODE	99556689

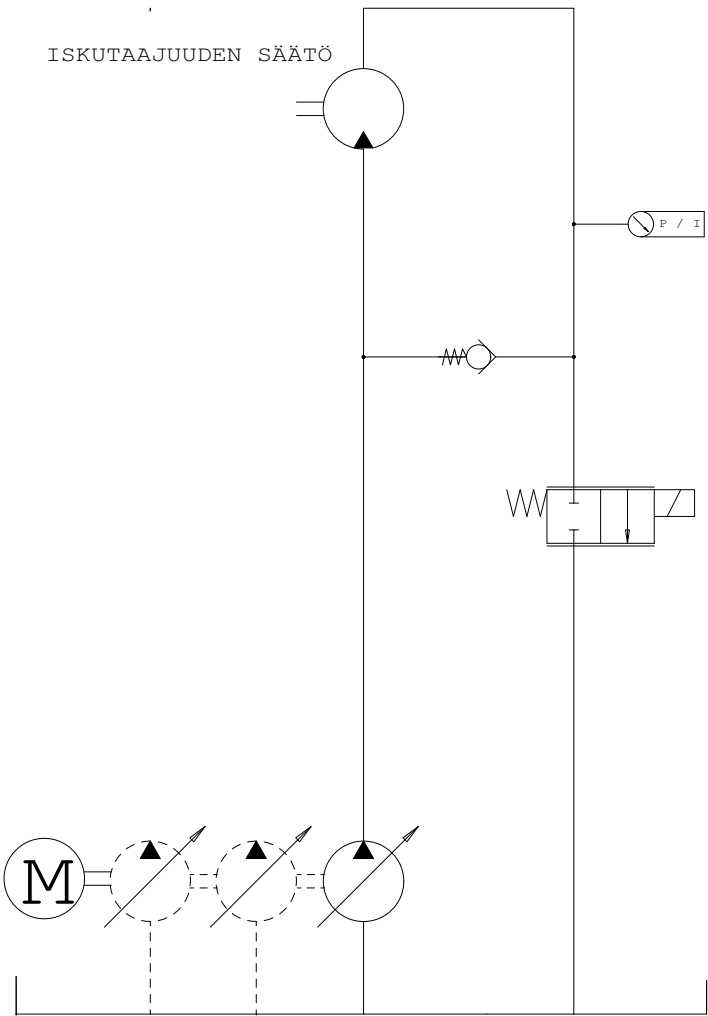


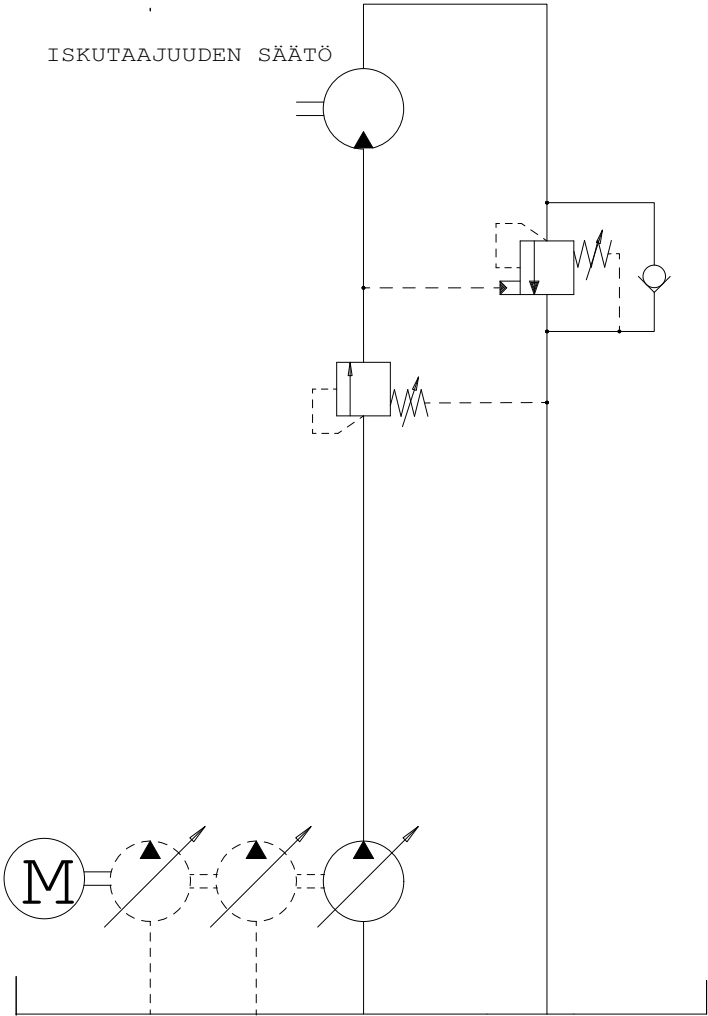
Liite 5

Iskutaajuuden säädön järjestelmävaihtoehdot









SANDVIK

Copyright © Sandvik Mining and Construction

NOTICE! This document is the exclusive property of Sandvik and it must be returned on request. The document must not be copied, reproduced, disclosed to any third party or used in manufacture of subject matter thereof without the prior written consent of Sandvik.

	DATE	NAME	Dtyö_M_Pakarinen
DRAWN BY	22-05-2012	Mpa	
CHECKED	22-05-2012	Mpa	
APPROVED			

Iskutaaajuuden säätö
Järjestelmävaihtoehto 4

SHEET	9 / 10
DWG NR	1-99556689-
ID-CODE	99556689

